

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Rekonstrukce převodů kuželočelní převodovky KTM63

Gears Reconstruction of the Bevel-Helical Gearbox KTM63

Student:

Bc. Tomáš Kocián

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Kocián**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Rekonstrukce převodů kuželočelní převodovky KTM63**
Gears Reconstruction of the Bevel-Helical Gearbox KTM63

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete rekonstrukci kuželočelní převodovky KTM63 TOS Znojmo pro:

1. Vstupní výkon 9,2 kW
2. Vstupní otáčky 2 895 min⁻¹
3. Celkový převodový poměr 30,8±1,5

Písemná část práce bude obsahovat cca 60 stran textu mimo přílohy. Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres a výrobní výkresy určených dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

- BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775 s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707 s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8.
MORAVEC, V. *Konstrukce strojů a zařízení II.* Ostrava : Montanex, 2001, 291 s. ISBN 80-7225-051-5.
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1.
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8.
Katalogy ložisek.
Firemní literatura.

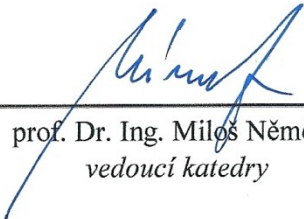
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**


Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18. května 2011

.....
Kovář Jan
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 18. dubna 2011

Kocián Tomáš
.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Tomáš Kocián

Adresa trvalého pobytu autora práce: 18. dubna 147
Háj ve Slezsku - Lhota 747 92

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi, Ph.D., jehož odborné rady přispěly ke konečné podobě této práce. Dále vedoucímu katedry prof. Dr. Ing. Miloši Němčekovi za poskytnutí plných verzí programů pro navrhování a pevnostní výpočet ozubených kol a také za cenné připomínky k problematice ozubených kol.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KOCIÁN, T. *Rekonstrukce převodů kuželočelní převodovky KTM63: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2011, 67 s. Vedoucí práce: Havlík, J.

Diplomová práce se zabývá návrhy a pevnostním výpočtem nestandardního ozubení v průmyslové převodovce. V úvodu práce jsou shrnuty hlavní vlastnosti a výhody nestandardního ozubení ve srovnání se standardním profilem ozubení. Dále je provedena analýza hlavních částí současného provedení převodovky. V následující kapitole jsou uvedeny obecné zásady pro návrh geometrie nestandardního ozubení a dále také zjednodušený pevnostní výpočet těchto soukolí. Na základě uvedených zásad je vytvořeno několik návrhů HCR ozubení, které prokazují zlepšení požadovaných parametrů. V závěru práce jsou navrženy nová soukolí.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KOCIÁN, T. *Gears Reconstruction of the Bevel-Helical Gearbox KTM63: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanism, 2011, 67 p. Thesis head: Havlík, J.

This master thesis deals with a design and strength calculation of non-standard gears in the industrial gearbox. The introduction summarizes the main features and benefits of non-standard gears, compared with a standard gear tooth profile. The next part is an analysis of the main parts of the current design of the gearbox. In the following chapter there is an instruction for designing non-standard tooth geometry and a simplified calculation of strength of these gears. Based on these principles is created several designs HCR gears, that showing improving the required parameters. Finally, there is designed a new gear pairs.

OBSAH

POUŽITÉ ZNAČENÍ	8
1 ÚVOD	12
2 CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE.....	13
3 OZUBENÍ S PRODLOUŽENÝM TRVÁNÍM ZÁBĚRU	14
4 ANALÝZA PŘEVODOVKY KTM63	18
4.1 Výpočet geometrie ozubených kol.....	18
4.2 Silový rozbor převodovky.....	20
4.2.1 Výpočet krouticího momentu	20
4.2.2 Výpočet sil v soukolí 1	21
4.2.3 Výpočet sil v soukolí 2	21
4.2.4 Výpočet sil v soukolí 3	22
4.2.5 Zatížení hřídelů převodovky – směr č. 1	23
4.2.6 Zatížení hřídelů převodovky – směr č. 2	29
4.3 Výpočet trvanlivosti ložisek	31
4.4 Kontrola hřídelů	40
4.4.1 Statická a dynamická kontrola hřídelů	40
4.4.2 Kontrola ohybových deformací hřídelů.....	50
4.5 Pevnostní kontrola ozubených kol	51
5 NÁVRHY ŘEŠENÍ.....	53
5.1 Geometrické parametry nestandardního ozubení.....	53
5.2 Pevnostní výpočet nestandardního ozubení	54
5.3 Varianty řešení soukolí 1	56
5.4 Varianty řešení soukolí 3	61
6 ZÁVĚR.....	64
7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	65
8 SEZNAM PŘÍLOH	67

POUŽITÉ ZNAČENÍ

a	délka	[mm]
a_1	součinitel spolehlivosti	[-]
a_{SKF}	součinitel a_{SKF}	[-]
a_w	osová vzdálenost pracovní	[mm]
b	šířka, délka	[mm]
b_w	pracovní šířka ozubení	[mm]
c	délka	[mm]
c_a^*	poměrná hlavová vůle	[-]
d	průměr roztečný	[mm]
d_a	průměr hlavový	[mm]
d_b	průměr základní	[mm]
d_m	průměr střední roztečný	[mm]
d_w	průměr valivý	[mm]
e	výpočtový součinitel	[-]
e_0	výpočtový součinitel	[-]
e_1	výpočtový součinitel	[-]
f_0	výpočtový součinitel	[-]
h_a^*	poměrná výška hlavy zubu	[-]
h_f^*	poměrná výška paty zubu	[-]
k_s	součinitel statické bezpečnosti	[-]
k_σ	součinitel dynamické bezpečnosti	[-]
$k_{s\tau}$	součinitel bezpečnosti vůči smykovému namáhání	[-]
k_v	součinitel výsledné bezpečnosti	[-]
m	výpočtový součinitel	[-]
m_0	výpočtový součinitel	[-]
m_1	výpočtový součinitel	[-]
m_n	modul normální	[mm]
m_t	modul čelní	[mm]
m_{tm}	modul čelní střední	[mm]
n	otáčky	[min ⁻¹]
p	exponent ložiska	[-]
s_a	hlavová tloušťka zubu	[mm]
u	převodový poměr	[-]
x	jednotková korekce	[-]
x_Σ	součet jednotkových korekcí pastorku a kola	[-]
z	počet zubů	[-]
z_v	počet zubů náhradního kola	[-]

A_{ix}	axiální reakce $A_I \div A_{IV}$	[N]
A_{iy}	radiální zatížení ložiska $A_I \div A_{IV}$ v rovině x-y	[N]
A_{iz}	radiální zatížení ložiska $A_I \div A_{IV}$ v rovině x-z	[N]
A_i	výsledné radiální zatížení ložiska $A_I \div A_{IV}$	[N]
B_{ix}	axiální reakce $B_I \div B_{IV}$	[N]
B_{iy}	radiální zatížení ložiska $B_I \div B_{IV}$ v rovině x-y	[N]
B_{iz}	radiální zatížení ložiska $B_I \div B_{IV}$ v rovině x-z	[N]
B_i	výsledné radiální zatížení ložiska $B_I \div B_{IV}$	[N]
C	základní dynamická únosnost ložiska	[N]
C_0	základní statická únosnost ložiska	[N]
F_a	axiální síla	[N]
F_{aAi}	axiální zatížení ložiska $A_I \div A_{IV}$	[N]
F_{aBi}	axiální zatížení ložiska $B_I \div B_{IV}$	[N]
F_r	radiální síla	[N]
F_R	přídavná radiální síla	[N]
F_t	obvodová síla	[N]
F_{ts}	směrodatná obvodová síla	[N]
K_A	součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_{AS}	součinitel jednorázového přetížení	[-]
K_F	součinitel přídavných zatížení (pro ohyb)	[-]
K_{Fv}	součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
K_{Fa}	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	[-]
$K_{F\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce zubů	[-]
K_H	součinitel přídavných zatížení (pro dotyk)	[-]
K_{Hv}	součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
K_{Ha}	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	[-]
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce zubů	[-]
L_{10h}	základní trvanlivost ložiska	[h]
L_{10hm}	modifikovaná trvanlivost ložiska	[h]
M_k	krouticí moment	[Nm]
M_{oy}	ohybový moment v rovině x-y	[Nm]
M_{oz}	ohybový moment v rovině x-z	[Nm]
P	ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
P_M	výkon elektromotoru	[kW]
P_u	mezní únavové zatížení ložiska	[N]
R_e	mez kluzu	[MPa]
R_m	mez pevnosti	[MPa]
S_{F1}	s. bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu pastorku	[-]
S_{F2}	s. bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu kola	[-]

S_{Fmin}	nejmenší s. bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	[-]
S_{H1}	s. bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů pastorku	[-]
S_{H2}	s. bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů kola	[-]
S_{Hmin}	nejmenší s. bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	[-]
T	posouvající síla	[N]
W_k	modul průřezu v krutu	[mm ³]
W_o	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
X	výpočtový součinitel	[-]
Y	výpočtový součinitel	[-]
Y_0	výpočtový součinitel	[-]
Y_1	výpočtový součinitel	[-]
Y_2	výpočtový součinitel	[-]
Y_{Fe}	součinitel výpočtu ozubených kol na ohyb	[-]
Y_{FS}	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
Y_{Se}	součinitel výpočtu ozubených kol na ohyb	[-]
Y_β	součinitel sklonu zubů	[-]
Z_E	součinitel mechanických vlastností materiálu	[-]
Z_H	součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	[-]
Z_R	součinitel výchozí drsnosti zubů před záběhem	[-]
Z_β	součinitel vlivu sklonu zubů	[-]
Z_ϵ	součinitel součtové délky dotkových křivek boků zubů	[-]
α_σ	součinitel koncentrace napětí v ohybu	[-]
α_τ	součinitel koncentrace napětí v krutu	[-]
α_n	normální úhel profilu	[°]
α_t	čelní úhel profilu	[°]
α_{rw}	čelní úhel záběru pracovní	[°]
β	úhel sklonu zubů roztečný	[°]
β_i	vrubový součinitel průřezu $1 \div 4$	[-]
β_m	úhel sklonu zubů střední	[°]
δ	úhel roztečného kužele	[°]
δ_{OK}	průhyb hřídele pod ozubeným kolem	[mm]
ϵ_a	součinitel trvání záběru profilu	[-]
ϵ_β	součinitel trvání záběru krokem	[-]
ϵ_γ	součinitel trvání záběru celkový	[-]
ϵ_v	součinitel velikosti	[-]
η_{BR}	účinnost brodění	[-]
η_c	součinitel znečištění maziva	[-]
η_L	účinnost ložisek	[-]

η_{OK}	účinnost ozubených kol	[-]
η_p	součinitel jakosti povrchu	[-]
κ	viskózní poměr	[-]
ϑ	měrný skluz	[-]
ρ	poloměr vrubu	[mm]
σ_a	amplituda ohybového napětí	[MPa]
σ_{co}	mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_F	ohybové napětí v patě zubu	[MPa]
σ_{Fmax}	největší místní ohybové napětí v patě zubu	[MPa]
σ_{FP}	přípustné napětí v ohybu	[MPa]
σ_{FPmax}	přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	[MPa]
σ_H	napětí v dotyku ve valivém bodě	[MPa]
σ_{Hmax}	největší napětí v dotyku	[MPa]
σ_{HO}	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	[MPa]
σ_{HP}	přípustné napětí v dotyku	[MPa]
σ_{HPmax}	přípustné napětí v dotyku při největším zatížení	[MPa]
σ_o	ohybové napětí	[MPa]
σ_{red}	redukováné napětí	[MPa]
τ	smykové napětí	[MPa]
ω	úhlová rychlost	[s ⁻¹]
ψ_{DOV}	dovolené natočení průřezu	[°]
ψ_L	natočení průřezu pod ložiskem	[°]
ψ_{OK}	natočení průřezu pod ozubeným kolem	[°]
ν	viskozita maziva	[mm ² · s ⁻¹]

Dolní indexy

M	elektromotor
$I \div IV$	číslo hřídele
$1 \div 6$	číslo ozubeného kola
1,2	soukolí 1
3,4	soukolí 2
5,6	soukolí 3

1 ÚVOD

Průmyslové převodovky jsou vyráběny celou řadou výrobců a jsou používány v mnoha oblastech strojírenství. Hlavní požadavky při návrhu těchto převodovek jsou často protichůdné. Je požadována co nejdelší životnost při zachování nízké hmotnosti a ceny. Snahou všech výrobců je pak vyrobit převodovku, kde jsou optimalizovány všechny důležité součásti. Většina průmyslových převodovek je také vyráběna v typizovaných řadách, které nabízejí velké množství kombinací převodového poměru a dalších parametrů při zachování přenášeného výkonu a jednotného rozměru převodové skříně. Potřeba konkurenceschopnosti pak vede firmy k tomu, aby neustále zdokonalovaly své převodovky a nabízely co nejširší variabilitu.

Tato práce vznikla z podnětu firmy TOS Znojmo, akciová společnost. Požadavkem bylo prověřit možný přínos čelních ozubených kol s nestandardním profilem ozubení. V současnosti používaná soukolí se standardním profilem již neumožňují z rozměrových důvodů další vylepšení parametrů. Hlavním požadavkem pak je zmenšení šířky ozubených kol, při zachování současné únosnosti a osové vzdálenosti.

V první části práce jsou shrnuty hlavní vlastnosti ozubených kol s nestandardním profilem. Poté následuje pevnostní kontrola hlavních částí zadané převodovky pro jmenovité zatížení. V následující kapitole jsem se dále zabýval návrhy nestandardních ozubení a porovnával jsem jejich parametry s používanými soukolími se standardním profilem ozubení. Z jednotlivých návrhů jsem poté vybral ten, jenž nejlépe splňoval všechny požadavky.

2 CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE

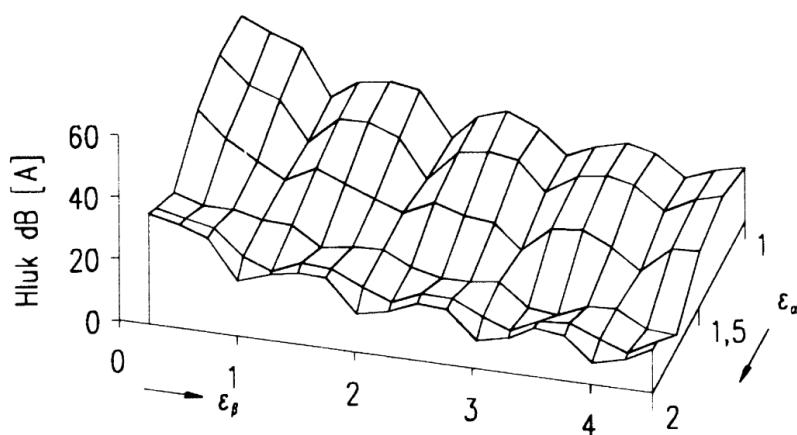
Pro tuto práci jsem si vytyčil následující cíle:

- Zjistit jaké výhody a vlastnosti může přinést u čelních soukolí použití ozubení s prodlouženým trváním záběru (tzv. ozubení HCR).
- Pevnostně zkontrolovat všechny hlavní části převodovky.
- Navrhnout různé varianty nestandardního ozubení a ověřit jeho přínos z hlediska únosnosti a životnosti.
- Zhodnotit zda je možné zmenšit šířku čelních ozubených kol při zachování současné únosnosti.

3 OZUBENÍ S PRODLOUŽENÝM TRVÁNÍM ZÁBĚRU

Charakteristika

Ozubení s prodlouženým trváním záběru – tzv. ozubení HCR (High Contact Ratio) se v přibližně posledních 20 letech používá stále častěji a to hlavně u převodových systémů automobilů a dalších dopravních prostředků. Ozubení HCR bylo vyvinuto při snaze výrobců minimalizovat hluk ozubených soukolí. Bylo zjištěno, že hlavní příčinou vzniku hluku a vibrací je střídání počtu zubů v záběru. Toto střídání také způsobuje náhlé změny velikosti sil působících mezi jednotlivými zuby. Následkem toho dochází ke zvýšení vnitřních dynamických sil při záběru a tudíž ke snížení životnosti. Experimenty bylo zjištěno, že nejúčinnější opatření spočívá ve vhodné volbě parametrů ozubení. Na základě provedených zkoušek bylo dále potvrzeno, že společně se snížením hluku se také zvyšuje únosnost ozubených kol. Na obr. 3.1, který byl vypracován v rámci práce [13] a je převzat z [10], je vyjádřena závislost hluku na součinitelích trvání záběru ε_α a ε_β . Z obrázku vyplývá, že minimální hodnota hluku leží při hodnotě $\varepsilon_\alpha = 2$ a celočíselné hodnotě ε_β . Způsob vyjádření těchto součinitelů je patrný z rovnic 3.1 a 3.2.



Obr. 3.1

Výpočet součinitele trvání záběru profilu:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{tw}}{2 \cdot \pi \cdot m_n \cdot \cos \alpha_t} \cdot \cos \beta \quad (3.1)$$

Výpočet součinitele trvání záběru kroku:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} \quad (3.2)$$

Výhody soukolí HCR se součinitelem trvání záběru profilu $\varepsilon_\alpha \geq 2$ lze tedy shrnout do těchto bodů:

- Zatížení jednotlivých zubů se značně sníží, protože jsou v záběru vždy nejméně dva páry zubů
- Rozložení sil mezi páry spoluzabírajících zubů je u soukolí HCR plynulejší než u soukolí, kde se v záběru střídají dva páry zubů s jedním párem ($\varepsilon_\alpha < 2$)
- Nedochozí ke skokovým změnám tuhosti jako u soukolí s $\varepsilon_\alpha < 2$
- Díky vhodnému součiniteli záběru dojde ke snížení hluku

Mezi nevýhody patří:

- Nutná vyšší hodnota minimálního počtu zubů a z toho plynoucí nutnost použít menší modul m_n
- Menší možnost korekcí
- Potřeba výroby speciálního nástroje
- Vyšší hodnoty měrných skluzů

Na obrázcích 3.2 a 3.3 je srovnání reálných soukolí s nestandardním profilem a standardním profilem ozubení.

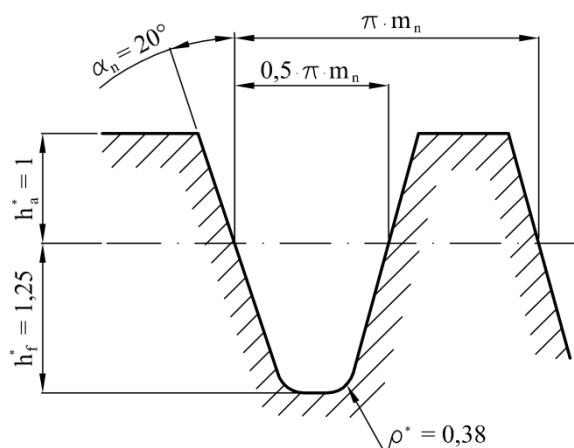


Obr. 3.2 - Soukolí HCR [4]



Obr. 3.3 - Soukolí se standardním profilem ozubení [4]

Požadavek na $\varepsilon_\alpha \geq 2$ není možné splnit v případě standardního základního profilu dle ČSN 01 4607 [18], viz obr. 3.4. Zde je možné u šikmých zubů dosáhnout maximální hodnoty přibližně $\varepsilon_\alpha = 1,5$. Proto se běžné používá poměrná výška hlavy zubu h_a^* větší než 1. Dále se obvykle upravují také zbylé parametry α_n , h_f^* , ρ^* . Takto upravený základní profil se pak označuje jako nestandardní.



Obr. 3.4

Volbu jednotlivých parametrů nestandardního základního profilu však nelze jednoznačně definovat. Vždy záleží na způsobu použití konkrétního ozubeného soukolí, na požadované únosnosti, obvodové rychlosti, požadavku na tichý chod a dalších okolnostech. V neposlední řadě jsou možnosti nestandardních ozubení závislé na technologii výroby a jakosti ozubených kol.

Použití nestandardních ozubení:

Nestandardní tvary zubů byly zavedeny do sériové výroby zejména v automobilovém průmyslu. Ozubení s prodlouženým trváním záběru (HCR) je používáno jak u osobních, tak u nákladních automobilů. Tento krok byl vynucen požadavkem na snižování hluku převodovek automobilů. Únavové zkoušky HCR ozubení pak dále prokázaly výrazné zvýšení životnosti těchto soukolí. V některých specifických případech se také používá nestandardní ozubení s poměrnou výškou hlavy h_a^* menší než 1 z důvodu dosažení vysoké únosnosti v ohybu, např. soukolí diferenciálů.

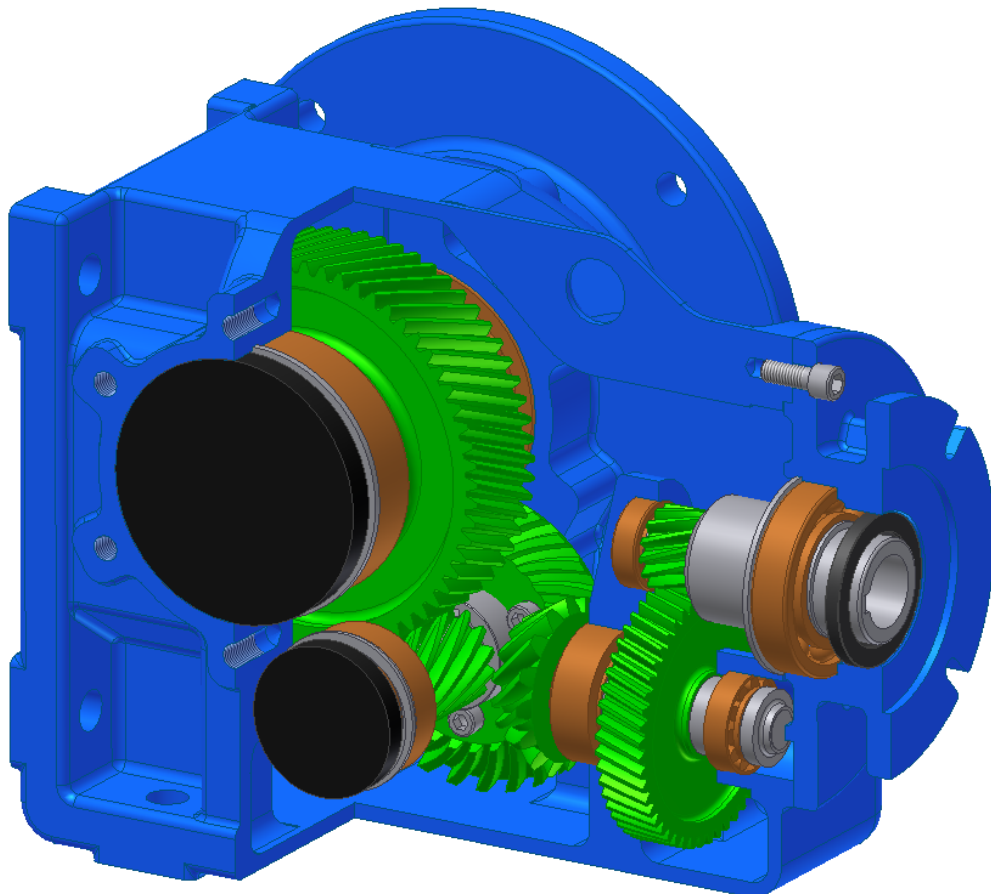
Někdy se při návrhu základního profilu také upouští od použití jednodílného ozubení. Toho se využívá například při požadavcích na velký převodový poměr. Takové soukolí má výškově rozdílné základní profily pro pastorek a kolo, které umožňují zvýšení tloušťky zubů pastorku na hlavové kružnici.

Dalším specifickým případem jsou ozubení využívající nesymetrického profilu zubů. Jde o zvláštní typ ozubení, kdy profil zubu není symetrický k vlastní ose. Takový zub pak má tzv. pracovní a nepracovní bok. Úhel záběru může být v případě pracovního boku zvýšen na hodnotu až 40° . Zatížení pracovního boku zubu pak může být výrazně vyšší než v případě symetrických zubů.

V případě komerčních průmyslových převodovek v současnosti není ozubení HCR příliš rozšířené. Tyto převodovky se vyrábějí v mnoha kombinacích převodového poměru a také v mnohem menším počtu než automobilové převodovky. Jak již bylo zmíněno tak k výrobě HCR ozubení je nutno speciálního nástroje, což v případě malých sérií prodražuje výrobu a proto se jeho použití nevyplatí. Výhodou standardního profilu ozubení je poměrně vysoká únosnost v ohybu a cena výrobních nástrojů. Na druhou stranu má standardní ozubení větší rozměry a použití nestandardního profilu je pak jednou z mála možností jak dále zlepšit parametry soukolí v převodovkách při zachování rozměru převodové skříně.

4 ANALÝZA PŘEVODOVKY KTM63

Převodovka KTM63 je tvořena třemi páry ozubených kol. V prvním a třetím stupni jsou v současnosti používány čelní ozubené soukolí se šikmými zuby se standardním profilem dle ČSN 01 4607 [18]. Soukolí 2 se skládá z kuželových kol se zakřivenými zuby (typ ozubení Gleason). Model řešené převodovky je na obr. 4.1.



Obr. 4.1

4.1 Výpočet geometrie ozubených kol

Geometrické parametry soukolí byly vypočítány pomocí programu GEOMETRIE [30]. V následujících tabulkách 4.1 ÷ 4.3 jsou vybrané geometrické parametry stávajících ozubených kol, které jsou nutné k dalším výpočtům a srovnáním. Kompletní geometrický výpočet je zařazen v příloze A.

Tab. 4.1 - Geometrie soukolí 1

			Pastorek		Kolo
Počet zubů	z	[-]	14		50
Převodový poměr	u	[-]		3,571	
Normální modul	m_n	[mm]		2,5	
Úhel sklonu zubů roztečný	β	[°]		18	
Společná šířka kola	b	[mm]		26	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		22,446	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		85,000	
Jednotková korekce	x	[-]	0,440		-0,070
Průměr valivé kružnice	d_w	[mm]	37,188		132,813
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1,361	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		1,023	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		2,384	

Tab. 4.2 - Geometrie soukolí 2

			Pastorek		Kolo
Počet zubů	z	[-]	15		29
Převodový poměr	u	[-]		1,933	
Čelní modul vnější	m_t	[mm]		5,517	
Čelní modul střední	m_{tm}	[mm]		3,842	
Úhel sklonu zubů střední	β_m	[°]		35	
Společná šířka kola	b	[mm]		27	
Jednotková korekce	x	[-]	0,260		-0,260
Průměr střední roztečný	d_m	[mm]	70,351		136,011
Úhel roztečného kužele	δ	[°]	27,350		62,650
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1,146	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		1,356	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		2,502	

Tab. 4.3 - Geometrie soukolí 3

			Pastorek		Kolo
Počet zubů	z	[-]	14		62
Převodový poměr	u	[-]		4,429	
Normální modul	m_n	[mm]		3	
Úhel sklonu zubů roztečný	β	[°]		22	
Společná šířka kola	b	[mm]		55	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		23,710	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		125,000	
Jednotková korekce	x	[-]	0,476		0,242
Průměr valivé kružnice	d_w	[mm]	46,053		203,950
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1,288	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		2,186	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		3,474	

4.2 Silový rozbor převodovky

K analýze převodovky je nejprve potřeba znát krouticí moment na jednotlivých hřídelích. Do výpočtu krouticího momentu je zahrnuta účinnost vyjadřující část výkonu spotřebovanou na překonání mechanického odporu převodovky.

4.2.1 Výpočet krouticího momentu

Zadané hodnoty:

$$P_M = 9,2 \text{ kW}$$

$$n_M = 2895 \text{ min}^{-1}$$

Otáčky jednotlivých hřídelů – převodové poměry dle tab. 4.1 - 4.3:

$$n_I = n_M = 2895 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_{1,2}} = \frac{2895}{3,571} = 810,600 \text{ min}^{-1} \quad (4.1)$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_{3,4}} = \frac{810,6}{1,933} = 419,276 \text{ min}^{-1} \quad (4.2)$$

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{u_{5,6}} = \frac{419,276}{4,429} = 94,675 \text{ min}^{-1} \quad (4.3)$$

Účinnost - dle [5], str. 102:

$$\text{- Ložisek:} \quad \eta_L = 0,999$$

$$\text{- Ozubených kol:} \quad \eta_{OK} = 0,99$$

$$\text{- Brodění:} \quad \eta_{BR} = 0,98$$

Krouticí moment elektromotoru:

$$M_{kM} = \frac{P_M \cdot 30}{\pi \cdot n_M} = \frac{9,2 \cdot 10^3 \cdot 30}{\pi \cdot 2895} = 30,35 \text{ Nm} \quad (4.4)$$

Krouticí moment na hřídeli I:

$$M_{kI} = M_{kM} \cdot \eta_{L_I} = 30,35 \cdot 0,999 = 30,32 \text{ Nm} \quad (4.5)$$

Krouticí moment na hřídeli II:

$$M_{kII} = M_{kI} \cdot u_{1,2} \cdot \eta_{OK_{1,2}} \cdot \eta_{L_{II}} = 30,32 \cdot 3,571 \cdot 0,99 \cdot 0,999 = 107,08 \text{ Nm} \quad (4.6)$$

Krouticí moment na hřídeli III:

$$M_{kIII} = M_{kII} \cdot u_{3,4} \cdot \eta_{OK_{3,4}} \cdot \eta_{L_{III}} = 107,08 \cdot 1,933 \cdot 0,99 \cdot 0,999 = 204,75 \text{ Nm} \quad (4.7)$$

Krouticí moment na hřídeli IV:

$$\begin{aligned} M_{kIV} &= M_{kIII} \cdot u_{5,6} \cdot \eta_{OK5,6} \cdot \eta_{L_{IV}} \cdot \eta_{BR} = \\ &= 204,75 \cdot 4,429 \cdot 0,99 \cdot 0,999 \cdot 0,98 = 878,85 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (4.8)$$

4.2.2 Výpočet sil v soukolí 1

Při záběru ozubených kol vznikají v ozubení síly. Od těchto sil je pak odvozeno veškeré zatížení ostatních prvků v převodovce. Hřídele jsou zatíženy ohybovým a krouticím momentem a dále také axiálními silami. Zatížení ložisek se pak určí jako reakce uložení hřídelů.

Obvodová složka sil:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 30,32 \cdot 10^3}{37,188} = 1630,5 \text{ N} \quad (4.9)$$

kde

d_{w1} - průměr valivé kružnice pastorku (tab. 4.1)

Radiální složka sil:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_{\alpha w_{1,2}} = 1630,5 \cdot \tan 22,446^\circ = 673,6 \text{ N} \quad (4.10)$$

kde

$\alpha_{\alpha w_{1,2}}$ - valivý úhel záběru v čelní rovině (tab. 4.1)

Axiální složka sil:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta_{1,2} = 1630,5 \cdot \tan 18^\circ = 529,8 \text{ N} \quad (4.11)$$

kde

$\beta_{1,2}$ - úhel sklonu zubů (tab. 4.1)

4.2.3 Výpočet sil v soukolí 2

V případě kuželového soukolí s přímými zuby jsou oba členy vždy ze záběru vytlačovány. U soukolí se zuby zakřivenými, které jsou v tomto případě použity, může docházet také ke vtahování obou členů. Znaménko v rovnicích pro výpočet radiální a axiální síly (označeno červeně) závisí na smyslu otáčení a směru zakřivení zubů. Jako směr otáčení č. 1, je v dalších kapitolách výpočtu zvolen směr, kdy jsou pastorek s kolem ze záběru vytlačovány a zároveň u pastorku je tak pracovní vydutý bok zubu. Toto je žádoucí, protože zuby pastorku do záběru vstupují svými silnějšími konci.

Obvodová složka sil:

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{m3}} = \frac{2 \cdot 107,08 \cdot 10^3}{70,351} = 3044,2 \text{ N} \quad (4.12)$$

kde

d_{m3} - střední roztečný průměr pastorku (tab. 4.2)

Radiální síla na pastorku:

$$F_{r3} = \frac{F_{t3}}{\cos \beta_m} \cdot [\tan \alpha_n \cdot \cos \delta_3 - \sin \beta_m \cdot \sin \delta_3] \quad (4.13)$$

$$F_{r3} = \frac{3044,2}{\cos 35^\circ} \cdot [\tan 20^\circ \cdot \cos 27,35^\circ - \sin 35^\circ \cdot \sin 27,35^\circ] = 222,1 \text{ N}$$

kde

α_n - normální úhel profilu (tab. 4.2)

β_m - úhel sklonu zubů střední (tab. 4.2)

Axiální síla na pastorku:

$$F_{a3} = \frac{F_{t3}}{\cos \beta_m} \cdot [\tan \alpha_n \cdot \sin \delta_3 + \sin \beta_m \cdot \cos \delta_3] \quad (4.14)$$

$$F_{a3} = \frac{3044,2}{\cos 35^\circ} \cdot [\tan 20^\circ \cdot \sin 27,35^\circ + \sin 35^\circ \cdot \cos 27,35^\circ] = 2514,8 \text{ N}$$

Radiální a axiální síla na kole:

Pro kuželová kola platí princip akce - reakce, který dovoluje zjednodušení:

$$F_{r4} = F_{a3} = 2514,8 \text{ N}$$

$$F_{a4} = F_{r3} = 222,1 \text{ N}$$

4.2.4 Výpočet sil v soukolí 3

Obvodová složka sil:

$$F_{t5} = F_{t6} = \frac{2 \cdot M_{kIII}}{d_{w5}} = \frac{2 \cdot 204,75 \cdot 10^3}{46,053} = 8892 \text{ N} \quad (4.15)$$

kde

d_{w5} - průměr valivé kružnice pastorku (tab. 4.3)

Radiální složka sil:

$$F_{r5} = F_{r6} = F_{t5} \cdot \tan \alpha_{tw5,6} = 8892 \cdot \tan 23,710^\circ = 3905,2 \text{ N} \quad (4.16)$$

kde

$\alpha_{tw5,6}$ - valivý úhel záběru v čelní rovině (tab. 4.3)

Axiální složka sil:

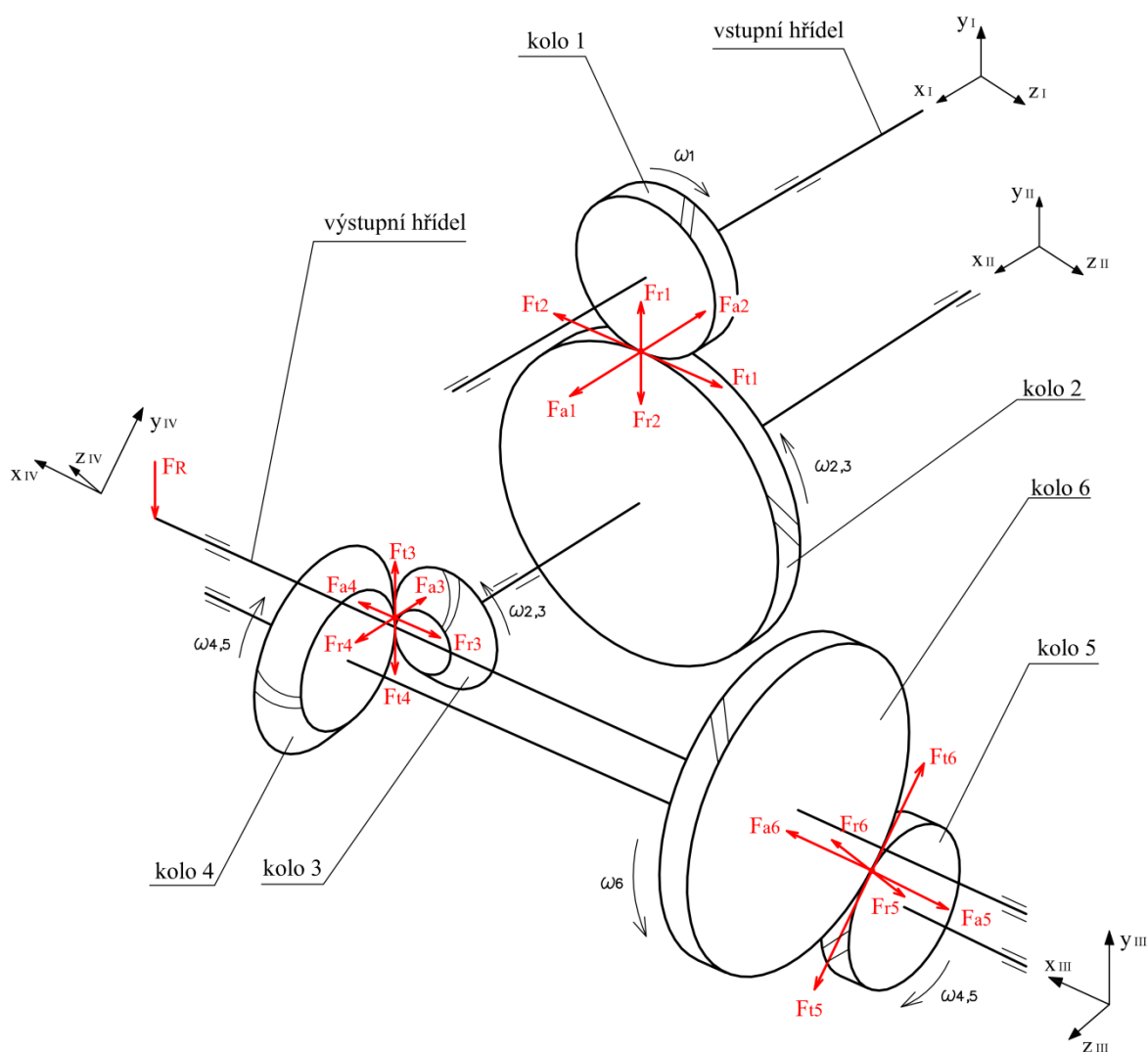
$$F_{a5} = F_{a6} = F_{t5} \cdot \tan \beta_{5,6} = 8892 \cdot \tan 22^\circ = 3592,6 \text{ N} \quad (4.17)$$

kde

$\beta_{5,6}$ - úhel sklonu zubů (tab. 4.3)

4.2.5 Zatížení hřídelů převodovky – směr č. 1

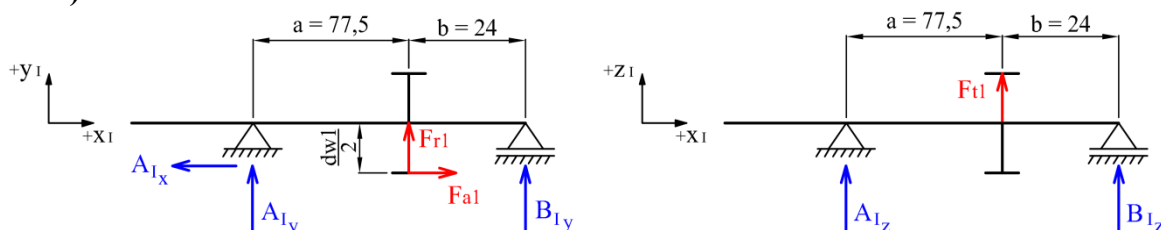
Síly vznikající při záběru ozubených kol působí ve dvou navzájem kolmých rovinách. Pro analýzu každého hřídele byl zvolen souřadný systém, který je patrný z obr. 4.2. Do silového rozboru je zahrnuto také vnější zatížení $F_R = 14\,450 \text{ N}$ působící na výstupním hřídeli. Směr tohoto zatížení je zvolen tak, aby tato síla způsobovala největší zatížení ložisek a hřídele při směru otáčení č. 1.



Obr. 4.2 - Schéma působících sil – směr č. 1

V následujících výpočtech je proveden výpočet reakcí v uloženích hřídelů. Na ob-
rázcích je výpočtové schéma, pomocí kterého byly určeny příslušné rovnice rovnováhy.
Z rovnic rovnováhy je určena příslušná reakce. V závěru jsou výsledné reakce shrnuty do
tabulky 4.4.

A) Hřídel I



Obr. 4.3

rovina x - y:

$$\sum M_{iA} = F_{r1} \cdot a + F_{a1} \cdot \frac{d_{wl}}{2} + B_{Iy} \cdot (a + b) = 0 \quad (4.18)$$

$$B_{Iy} = \frac{-F_{r1} \cdot a - F_{a1} \cdot \frac{d_{wl}}{2}}{a + b} = \frac{-673,6 \cdot 77,5 - 529,8 \cdot \frac{37,188}{2}}{77,5 + 24} = -611,3 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = A_{Iy} + F_{r1} + B_{Iy} = 0 \quad (4.19)$$

$$A_{Iy} = -F_{r1} - B_{Iy} = -673,6 - (-611,3) = -62,2 \text{ N}$$

rovina x - z:

$$\sum M_{iA} = F_{t1} \cdot a + B_{Iz} \cdot (a + b) = 0 \quad (4.20)$$

$$B_{Iz} = \frac{-F_{t1} \cdot a}{a + b} = \frac{-1630,5 \cdot 77,5}{77,5 + 24} = -1244,9 \text{ N}$$

$$\sum F_{iz} = A_{Iz} + F_{t1} + B_{Iz} = 0 \quad (4.21)$$

$$A_{Iz} = -F_{t1} - B_{Iz} = -1630,5 - (-1244,9) = -385,5 \text{ N}$$

Výsledné radiální zatížení:

$$A_I = \sqrt{A_{Iy}^2 + A_{Iz}^2} = \sqrt{(-62,2)^2 + (-385,5)^2} = 390,5 \text{ N}$$

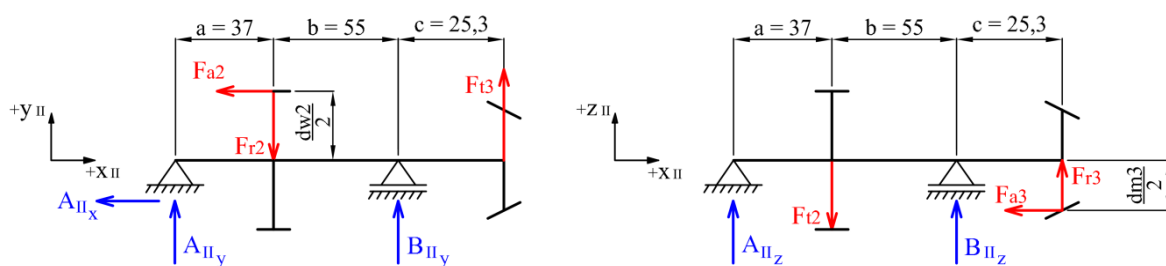
$$B_I = \sqrt{B_{Iy}^2 + B_{Iz}^2} = \sqrt{(-611,3)^2 + (-1244,9)^2} = 1386,9 \text{ N}$$

Výsledné axiální zatížení:

$$\sum F_{ix} = -A_{Ix} + F_{a1} \quad (4.22)$$

$$A_{Ix} = F_{a1} = 529,8 \text{ N}$$

B) Hřídel II



Obr. 4.4

rovina x - y:

$$\sum M_{iA} = F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_{r2} \cdot a + B_{IIy} \cdot (a+b) + F_{t3} \cdot (a+b+c) = 0 \quad (4.23)$$

$$B_{IIy} = \frac{-F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{r2} \cdot a - F_{t3} \cdot (a+b+c)}{a+b}$$

$$B_{IIy} = \frac{-529,8 \cdot \frac{132,813}{2} + 673,6 \cdot 37 - 3044,2 \cdot (37+55+25,3)}{37+55} = -3992,9 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = A_{IIy} - F_{r2} + B_{IIy} + F_{t3} = 0 \quad (4.24)$$

$$A_{IIy} = F_{r2} - B_{IIy} - F_{t3} = 673,6 - (-3992,9) - 3044,2 = 1622,2 \text{ N}$$

rovina x - z:

$$\sum M_{iA} = -F_{t2} \cdot a + B_{IIz} \cdot (a+b) - F_{a3} \cdot \frac{d_{m3}}{2} + F_{r3} \cdot (a+b+c) = 0 \quad (4.25)$$

$$B_{IIz} = \frac{F_{t2} \cdot a + F_{a3} \cdot \frac{d_{m3}}{2} - F_{r3} \cdot (a+b+c)}{a+b}$$

$$B_{IIz} = \frac{1630,5 \cdot 37 + 2514,8 \cdot \frac{70,351}{2} - 222,1 \cdot (37+55+25,3)}{37+55} = 1334 \text{ N}$$

$$\sum F_{iz} = A_{IIz} - F_{t2} + B_{IIz} + F_{r3} = 0 \quad (4.26)$$

$$A_{IIz} = F_{t2} - B_{IIz} - F_{r3} = 1630,5 - 1334 - 222,1 = 74,3 \text{ N}$$

Výsledné radiální zatížení:

$$A_{II} = \sqrt{A_{IIy}^2 + A_{IIz}^2} = \sqrt{1622,2^2 + 74,3^2} = 1623,9 \text{ N}$$

$$B_{II} = \sqrt{B_{IIy}^2 + B_{IIz}^2} = \sqrt{(-3992,9)^2 + 1334^2} = 4209,9 \text{ N}$$

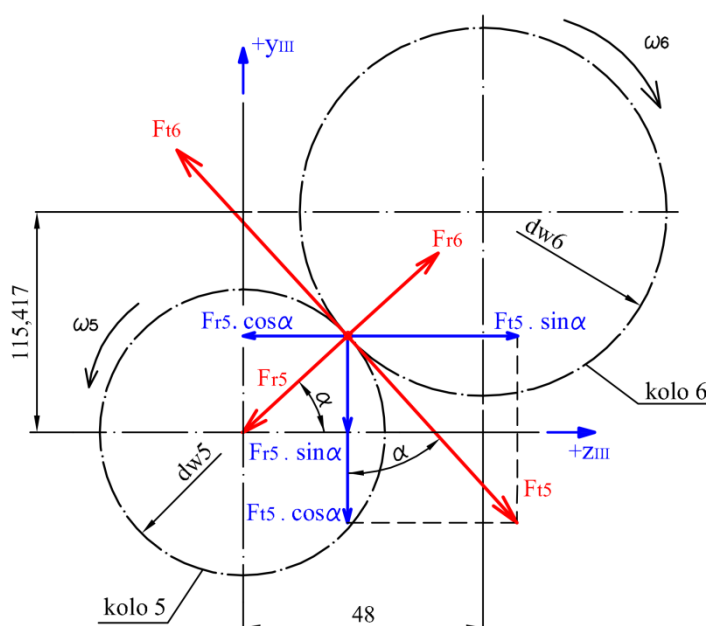
Výsledné axiální zatížení:

$$\sum F_{ix} = -A_{II_x} - F_{a2} - F_{a3} = 0 \quad (4.27)$$

$$A_{II_x} = -F_{a2} - F_{a3} = -529,8 - 2514,8 = -3044,5 \text{ N}$$

C) Hřídel III

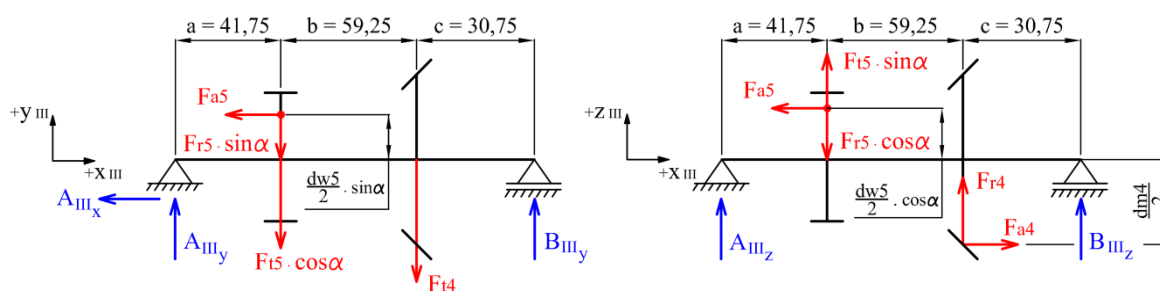
Na hřídel III působí síly od soukolí 2 (kuželové soukolí) a také od soukolí 3, které je zobrazené na obr. 4.5. Aby bylo možné určit reakce, je třeba síly působící v soukolí 3 přepočítat do zvoleného souřadného systému $y_{III} - z_{III}$.



Obr. 4.5

Výpočet úhlu α :

$$\alpha = \arctan \frac{115,417}{48} = 67,418^\circ$$



Obr. 4.6

rovina x – y:

$$\sum M_{iA} = F_{a5} \cdot \frac{d_{w5}}{2} \cdot \sin \alpha - F_{r5} \cdot \sin \alpha \cdot a - F_{t5} \cdot \cos \alpha \cdot a - F_{t4} \cdot (a+b) + B_{III_y} \cdot (a+b+c) = 0 \quad (4.28)$$

$$B_{III_y} = \frac{-F_{a5} \cdot \frac{d_{w5}}{2} \cdot \sin \alpha + F_{r5} \cdot \sin \alpha \cdot a + F_{t5} \cdot \cos \alpha \cdot a + F_{t4} \cdot (a+b)}{a+b+c}$$

$$B_{III_y} = \frac{-3592,6 \cdot \frac{46,053}{2} \cdot \sin 67,418^\circ + 3905,2 \cdot \sin 67,418^\circ \cdot 41,75 + 8892 \cdot \cos 67,418^\circ \cdot 41,75 + 3044,2 \cdot (41,75 + 59,25)}{41,75 + 59,25 + 30,75}$$

$$B_{III_y} = 3978,6 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = A_{III_y} - F_{t5} \cdot \cos \alpha - F_{r5} \cdot \sin \alpha - F_{t4} + B_{III_y} = 0 \quad (4.29)$$

$$A_{III_y} = F_{t5} \cdot \cos \alpha + F_{r5} \cdot \sin \alpha + F_{t4} - B_{III_y}$$

$$A_{III_y} = 8892 \cdot \cos 67,417^\circ + 3905,2 \cdot \sin 67,417^\circ + 3044,2 - 3978,6 = 6085,9 \text{ N}$$

rovina x - z:

$$\sum M_{iA} = F_{a5} \cdot \frac{d_{w5}}{2} \cdot \cos \alpha - F_{r5} \cdot \cos \alpha \cdot a + F_{t5} \cdot \sin \alpha \cdot a + F_{r4} \cdot (a+b) + F_{a4} \cdot \frac{d_{m4}}{2} + B_{III_z} \cdot (a+b+c) = 0 \quad (4.30)$$

$$B_{III_z} = \frac{-F_{a5} \cdot \frac{d_{w5}}{2} \cdot \cos \alpha + F_{r5} \cdot \cos \alpha \cdot a - F_{t5} \cdot \sin \alpha \cdot a - F_{r4} \cdot (a+b) - F_{a4} \cdot \frac{d_{m4}}{2}}{a+b+c} =$$

$$= \frac{-3592,6 \cdot \frac{46,053}{2} \cdot \cos 67,418^\circ + 3905,2 \cdot \cos 67,418^\circ \cdot 41,75 - 8892 \cdot \sin 67,418^\circ \cdot 41,75 - 2514,8 \cdot (41,75 + 59,25) - 222,1 \cdot \frac{136,011}{2}}{41,75 + 59,25 + 30,75}$$

$$B_{III_z} = -4410,1 \text{ N}$$

$$\sum F_{iz} = A_{III_z} - F_{r5} \cdot \cos \alpha + F_{t5} \cdot \sin \alpha + F_{r4} + B_{III_z} = 0 \quad (4.31)$$

$$A_{III_z} = F_{r5} \cdot \cos \alpha - F_{t5} \cdot \sin \alpha - F_{r4} - B_{III_z}$$

$$A_{III_z} = 3905,2 \cdot \cos 67,418^\circ - 8892 \cdot \sin 67,418^\circ - 2514,8 - (-4410,1) = -4815,3 \text{ N}$$

Výsledné radiální zatížení:

$$A_{III} = \sqrt{A_{III_y}^2 + A_{III_z}^2} = \sqrt{6085,9^2 + (-4815,3)^2} = 7760,5 \text{ N}$$

$$B_{III} = \sqrt{B_{III_y}^2 + B_{III_z}^2} = \sqrt{3978,6^2 + (-4410,1)^2} = 5939,6 \text{ N}$$

Výsledné axiální zatížení:

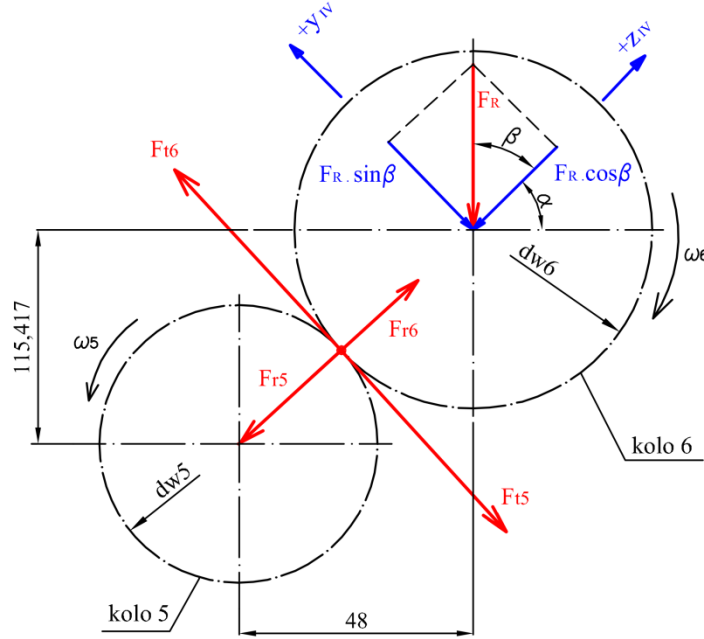
$$\sum F_{ix} = -A_{III_x} - F_{a5} + F_{a4} = 0 \quad (4.32)$$

$$A_{III_x} = -F_{a5} + F_{a4} = -3592,6 + 222,1 = -3370,5 \text{ N}$$

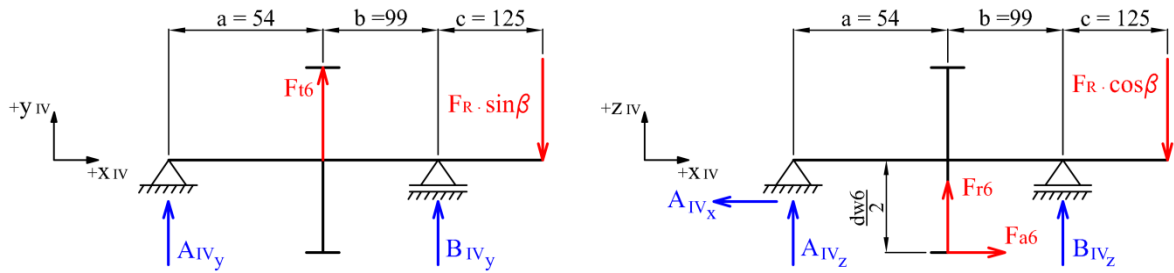
D) Hřídel IV.

Na hřídel IV působí síly od soukolí 3 a také radiální síla na volném konci, viz obr. 4.7. Aby bylo možné určit reakce v ložiskách, je třeba radiální sílu přepočítat do zvoleného souřadného systému $y_{IV} - z_{IV}$. Tato síla bude mít při řešení obou směru otáčení stejný směr. Složky síly jsou vyjádřeny pomocí úhlu β , který se stanoví jako doplněk do 90° .

$$\beta = 90^\circ - \alpha = 90^\circ - 67,418^\circ = 22,582^\circ$$



Obr. 4.7



Obr. 4.8

rovina x - y:

$$\sum M_{iA} = F_{t6} \cdot a + B_{IVy} \cdot (a + b) - F_R \cdot \sin \beta \cdot (a + b + c) = 0 \quad (4.33)$$

$$B_{IVy} = \frac{-F_{t6} \cdot a + F_R \cdot \sin \beta \cdot (a + b + c)}{a + b}$$

$$B_{IVy} = \frac{-8892 \cdot 54 + 14450 \cdot \sin 22,582^\circ \cdot (54 + 99 + 125)}{54 + 99} = 6943,8 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = A_{IVy} + F_{t6} + B_{IVy} - F_R \cdot \sin \beta = 0 \quad (4.34)$$

$$A_{IVy} = -F_{t6} - B_{IVy} + F_R \cdot \sin \beta = -8892 - 6943,8 + 14450 \cdot \sin 22,582^\circ = -10\,287 \text{ N}$$

rovina x - z:

$$\sum M_{iA} = F_{r6} \cdot a + F_{a6} \cdot \frac{d_{w6}}{2} + B_{IV_z} \cdot (a + b) - F_R \cdot \cos \beta \cdot (a + b + c) = 0 \quad (4.35)$$

$$B_{IV_z} = \frac{-F_{r6} \cdot a - F_{a6} \cdot \frac{d_{w6}}{2} + F_R \cdot \cos \beta \cdot (a + b + c)}{a + b}$$

$$B_{IV_z} = \frac{-3905,2 \cdot 54 - 3592,6 \cdot \frac{203,95}{2} + 14450 \cdot \cos 22,582^\circ \cdot (54 + 99 + 125)}{54 + 99}$$

$$B_{IV_z} = 20\,469,9 \text{ N}$$

$$\sum F_{iz} = A_{IV_z} + F_{r6} + B_{IV_z} - F_R \cdot \cos \beta = 0 \quad (4.36)$$

$$A_{IV_z} = -F_{r6} - B_{IV_z} + F_R \cdot \cos \beta$$

$$A_{IV_z} = -3905,2 - 20469,9 + 14450 \cdot \cos 22,582^\circ = -11\,032,9 \text{ N}$$

Výsledné radiální zatížení:

$$A_{IV} = \sqrt{A_{IV_y}^2 + A_{IV_z}^2} = \sqrt{(-10287)^2 + (-11032,9)^2} = 15\,084,6 \text{ N}$$

$$B_{IV} = \sqrt{B_{IV_y}^2 + B_{IV_z}^2} = \sqrt{6943,8^2 + 20469,9^2} = 21\,615,5 \text{ N}$$

Výsledné axiální zatížení:

$$\sum F_{ix} = -A_{IV_x} + F_{a6} = 0 \quad (4.37)$$

$$A_{IV_x} = F_{a6} = 3592,6 \text{ N}$$

4.2.6 Zatížení hřídelů převodovky – směr č. 2

Při obrácení smyslu otáčení dojde u čelních ozubených kol pouze ke změně směru obvodových a axiálních sil. Jiná je situace u kuželového soukolí Gleason. Zde dochází vlivem velkého sklonu zubů ke vtahování obou členů soukolí do záběru. Velikost těchto sil je určena výpočtem. Na obr. 4.9 jsou pak zobrazeny síly v ozubení při směru otáčení č. 2. V tabulce 4.4 jsou zobrazeny výsledné reakce v uloženíh hřídelů

Radiální síla na kuželovém pastorku při směru otáčení č. 2:

$$F_{r3} = F_{a4} = \frac{F_{t3}}{\cos \beta_m} \cdot [\tan \alpha_n \cdot \cos \delta_3 + \sin \beta_m \cdot \sin \delta_3] =$$

$$= \frac{3044,2}{\cos 35^\circ} \cdot [\tan 20^\circ \cdot \cos 27,35^\circ + \sin 35^\circ \cdot \sin 27,35^\circ] = 2180,7 \text{ N} \quad (4.38)$$

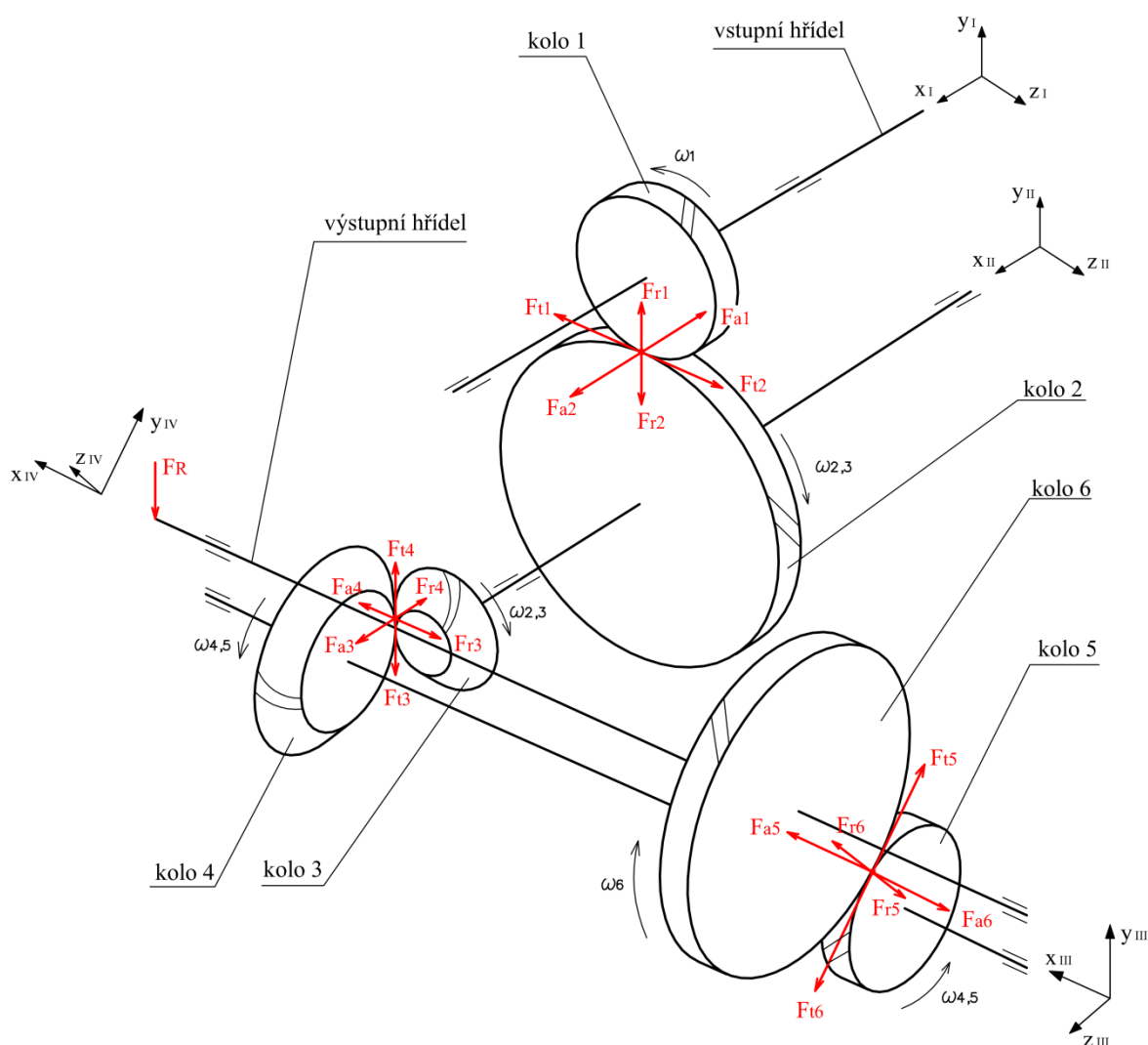
Axiální síla na kuželovém pastorku při směru otáčení č. 2:

$$F_{a3} = F_{r4} = \frac{F_{t3}}{\cos \beta_m} \cdot [\tan \alpha_n \cdot \sin \delta_3 - \sin \beta_m \cdot \cos \delta_3] = \quad (4.39)$$

$$= \frac{3044,2}{\cos 35^\circ} \cdot [\tan 20^\circ \cdot \sin 27,35^\circ - \sin 35^\circ \cdot \cos 27,35^\circ] = -1271,9 \text{ N}$$

Tab. 4.4 - Výsledné reakce – zatížení ložisek

		Směr č. 1		Směr č. 2	
		Výsledné radiální zatížení [N]	Výsledné axiální zatížení [N]	Výsledné radiální zatížení [N]	Výsledné axiální zatížení [N]
Hřídel I.	Ložisko A _I	390,5	529,8	463,0	529,8
	Ložisko B _I	1386,9		1313,0	
Hřídel II.	Ložisko A _{II}	1623,9	3044,5	824,4	1801,7
	Ložisko B _{II}	4209,9		5995,8	
Hřídel III.	Ložisko A _{III}	7760,5	3370,5	7899,9	5773,3
	Ložisko B _{III}	5939,6		3591,7	
Hřídel IV.	Ložisko A _{IV}	15 084,6	3592,6	15 868,8	3592,6
	Ložisko B _{IV}	21 615,5		28 509,4	



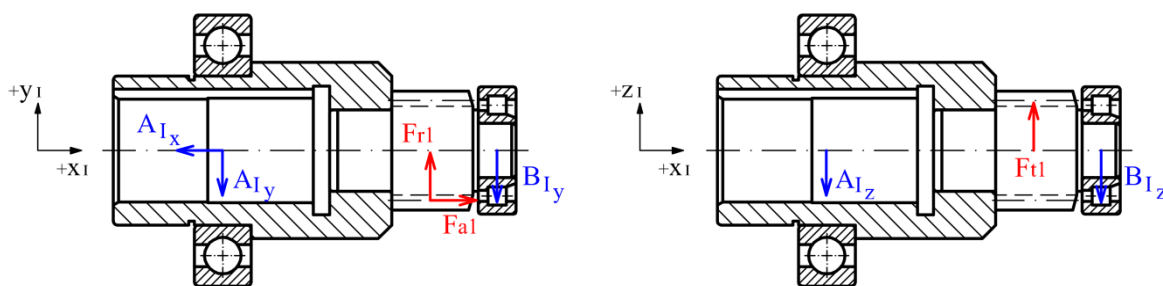
Obr. 4.9 - Schéma působících sil – směr č. 2

4.3 Výpočet trvanlivosti ložisek

Trvanlivost ložisek je stanovena podle postupu firmy SKF [25]. Výsledná životnost je určována pomocí tzv. modifikované rovnice trvanlivosti. Tento postup do výpočtu zahrnuje vliv mazání a znečištění a dále také mezní únavové zatížení materiálu ložiska.

A) Ložiska hřídele I

Na obr. 4.10 je zobrazeno uspořádání ložisek na hřídeli. Je zde také naznačeno zatížení hřídele silami vznikající v ozubení a směr reakcí, jejichž velikost byla vypočtena v kapitole 4.2.5. Hodnoty výsledných zatížení ložisek byly uvedeny v tabulce 4.4. Ložisko B_I je z konstrukčního hlediska tzv. axiálně volné, to znamená, že nepřenáší axiální zatížení. Veškeré axiální zatížení přenáší ložisko A_I a to při obou směrech otáčení. V tabulce 4.5 jsou uvedeny všechny parametry ložisek nutné pro výpočet trvanlivosti.



Obr. 4.10

Tab. 4.5 - Parametry ložisek dle katalogu SKF [25]

	Typ	C	C_0	P_u	f_0	e	X	Y
Ložisko A_I	6211	46 200 N	29 000 N	1250 N	14	-	-	-
Ložisko B_I	NJ204	25 100 N	22 000 N	2750 N	-	0,2	0,92	0,6

Ložisko A_I

Pro výpočet trvanlivosti ložiska je nejprve potřeba stanovit součinitel e , který určuje způsob výpočtu ekvivalentního zatížení P . Pokud bude poměr axiálního zatížení k radiálnímu zatížení ložiska menší než hodnota součinitele e , bude ekvivalentní zatížení ložiska rovno výslednému radiálnímu zatížení. V opačném případě se ekvivalentní zatížení stanoví podle typu ložiska a vztahu dle [25]. V případě zjištění ekvivalentního zatížení ložiska je možno vypočítat základní trvanlivost ložiska.

Ekvivalentní zatížení:

- Stanovení výpočtového součinitele e pomocí lineární interpolace:

$$e = e_0 + (m - m_0) \cdot \frac{e_1 - e_0}{m_1 - m_0} =$$

$$= 0,19 + (0,256 - 0,172) \cdot \frac{0,22 - 0,19}{0,345 - 0,172} = 0,205 \quad (4.40)$$

kde

$$m = f_0 \cdot \frac{A_{I_x}}{C_0} = 14 \cdot \frac{529,8}{29000} = 0,256 \quad (4.41)$$

$$m_0, m_1, e_0, e_1 - \text{dle [8] str. 507}$$

- Určení ekvivalentního zatížení:

$$\frac{A_{I_x}}{A_I} = \frac{529,8}{390,5} = 1,36 \geq e = 0,205 \Rightarrow P = X \cdot A_I + Y \cdot A_{I_x} \quad (4.42)$$

- Určení součinitelů X, Y - dle [8] str. 507:

$$X = 0,56$$

$$Y = Y_0 + (m - m_0) \cdot \frac{Y_1 - Y_0}{m_1 - m_0} =$$

$$= 2,30 + (0,256 - 0,172) \cdot \frac{1,99 - 2,30}{0,345 - 0,172} = 2,15 \quad (4.43)$$

- Výpočet ekvivalentního zatížení:

$$P = X \cdot A_I + Y \cdot A_{I_x} = 0,56 \cdot 390,5 + 2,15 \cdot 529,8 = 1357,6 \text{ N} \quad (4.44)$$

Základní trvanlivost ložiska při 90% spolehlivosti:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I} = \left(\frac{46200}{1357,6} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2895} = 226\,863 \text{ h} \quad (4.45)$$

kde

$$p - \text{exponent ložiska} \quad \begin{array}{ll} \text{- pro ložiska s bodovým stykem} & p = 3 \\ \text{- pro ložiska s čárovým stykem} & p = \frac{10}{3} \end{array}$$

Modifikovaná životnost podle SKF se určí dle vzorce:

$$L_{10h_m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10h}$$

kde

a_1 - součinitel spolehlivosti, pro pravděpodobnost poruchy 10 % je podle

[12] str. 40 $a_1 = 1$

a_{SKF} - součinitel SKF, vyjadřuje všechny ostatní vlivy, je funkcí několika parametrů:

$$a_{SKF} = f\left(\kappa, \eta_c, \frac{P_u}{P}\right)$$

κ - viskózní poměr

η_c - součinitel znečištění maziva

P_u - mezní únavové zatížení

P - ekvivalentní zatížení

Dle doporučení výrobce [26], tab. 10.2 je použito mazivo viskózní třídy ISO-VG 220, např. PARAMO CLP 220. Kinematická viskozita maziva při 40°C je dle [24] $\nu = 220 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. Při provozu předpokládám teplotu 70°C. Dle [12], str. 41, obr. 4.13 bude skutečná viskozita při této teplotě $\nu = 55 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

- Viskózní poměr: $\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{55}{9} = 6,1$ (4.46)

ν - skutečná viskozita dle [12], str. 41, obr. 4.13

ν_1 - požadovaná minimální viskozita, závisí na otáčkách a středním průměru ložiska, určeno dle [12], str. 41, obr. 4.12

- Součinitel znečištění maziva:

Předpokládám typické znečištění maziva $\eta = 0,3$ - určeno dle [25].

- Určení součinitel a_{SKF} dle [12], str. 41, obr. 4.14:

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,3 \cdot \frac{1250}{1357,6} = 0,276$$
 (4.47)

$$a_{SKF} = 25$$

Výsledná životnost:

$$L_{10h_m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10h} = 1 \cdot 25 \cdot 226\,863 = 5\,671\,564 \text{ h}$$
 (4.48)

Vzhledem k nízkému zatížení bude ložisko zkontrolováno z hlediska minimálního zatížení. Dle SKF je pro ložiska s bodovým stykem doporučena hodnota minimálního zatížení 0,01 C.

$$F_{\min} = 0,01 \cdot C = 0,01 \cdot 46200 = 462 \text{ N} \quad - \text{vyhovuje}$$
 (4.49)

Ložisko B_I

- Toto ložisko není zatíženo axiální silou, proto je možné stanovit ekvivalentní zatížení přímo: $P = B_I = 1386,9 \text{ N}$
- Základní trvanlivost ložiska při 90% spolehlivosti:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I} = \left(\frac{25100}{1386,9} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2895} = 89\,590 \text{ h} \quad (4.50)$$

- Modifikovaná životnost podle SKF se stanoví se stejným postupem jako u předěšlého ložiska ($\kappa = 4,6$, $\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,3 \cdot \frac{2750}{1386,9} = 0,59$).

$$a_{SKF} = 7,1$$

$$L_{10h_m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10h} = 1 \cdot 7,1 \cdot 89\,590 = 636\,092 \text{ h} \quad (4.51)$$

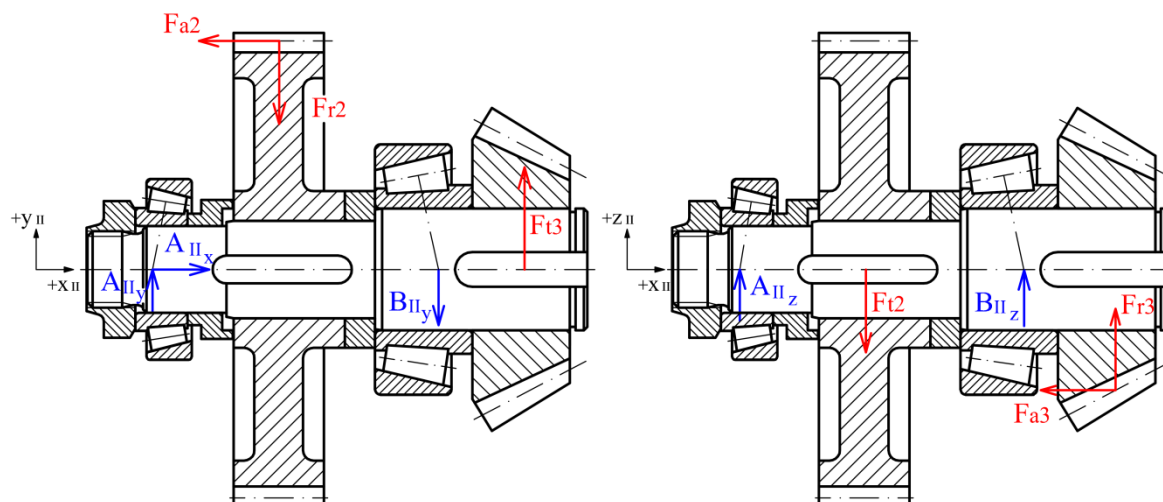
Stejným způsobem se vypočítá trvanlivost ložisek také pro druhý směr otáčení. Z výsledků vyplývá, že ložiska hřídele I jsou dostatečně dimenzovaná i pro vyšší zatížení.

Tab. - 4.6

	Výsledná modifikovaná životnost [h]			
	Směr otáčení č. 1		Směr otáčení č. 2	
	a_{SKF}	L_{10hm}	a_{SKF}	L_{10hm}
Ložisko A _I	25	5 671 564	25	5 192 105
Ložisko B _I	7,1	636 092	7,5	806 561

Stanovení trvanlivosti ložisek zbývajících hřídelů je provedeno stejným způsobem jako v uvedeném výpočtu. U každého ložiska je naznačen výpočet ekvivalentního zatížení a výpočet základní trvanlivosti. Dále jsou zde uvedeny hodnoty viskózního poměru a součinitele znečištění, ze kterých je určen součinitel a_{SKF} . Na konci kapitoly je zařazena tabulka s výslednými hodnotami trvanlivosti ložisek, a to pro oba směry otáčení.

B) Ložiska hřídele II



Obr. 4.11

Tab. 4.7 - Parametry ložisek dle katalogu SKF [25]

	Typ	C	C_0	P_u	e	Y	Y_0
Ložisko A _{II}	30205	30 800 N	33 500 N	3450 N	0,37	1,6	0,9
Ložisko B _{II}	33207	84 200 N	106 000 N	11 800 N	0,35	1,7	0,9

Mezi dvěma kuželíkovými ložisky vzniká axiální síla, jejíž velikost závisí na radiálním zatížení a na vzájemném uspořádání obou ložisek, tuto sílu je nutné zahrnout do výpočtu. Dále na ložiska působí axiální síla vznikající v soukolích $A_{II_x} = 3044,5 \text{ N}$ (viz tab. 4.4). Výsledné axiální zatížení ložisek se pak určí dle [2] str. 556. Při změně smyslu otáčení pak budou uvedené vztahy platit naopak, tzn., že axiální sílu bude přenášet z převážné části ložisko A_{II}.

$$F_{a_{AII}} = \frac{0,5 \cdot A_{II}}{Y_{AII}} = \frac{0,5 \cdot 1623,9}{1,6} = 507,5 \text{ N} \quad (4.52)$$

$$F_{a_{BII}} = F_{a_{AII}} + A_{II_x} = 507,5 + 3044,5 = 3552 \text{ N} \quad (4.53)$$

Ložisko A_{II}

- Určení ekvivalentního zatížení:

$$\frac{F_{a_{AII}}}{A_{II}} = \frac{507,5}{1623,9} = 0,31 \leq e = 0,37 \Rightarrow P = A_{II} = 1623,9 \text{ N} \quad (4.54)$$

- Základní trvanlivost ložiska při 90% spolehlivosti:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}} = \left(\frac{30800}{1623,9} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 810,6} = 374 105 \text{ h} \quad (4.55)$$

- Modifikovaná životnost podle SKF ($\kappa = 2,5$, $\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,3 \cdot \frac{3450}{1623,9} = 0,63$).

$$a_{SKF} = 5,6$$

$$L_{10h_m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10h} = 1 \cdot 5,6 \cdot 374\,105 = 2\,094\,987\,h \quad (4.56)$$

Ložisko B_{II}

- Určení ekvivalentního zatížení:

$$\frac{F_{a_{BII}}}{B_{II}} = \frac{3552}{4209,9} = 0,84 \geq e = 0,35 \Rightarrow P = 0,4 \cdot B_{II} + Y \cdot F_{a_{BII}} \quad (4.57)$$

$$\Rightarrow P = 0,4 \cdot 4209,9 + 1,7 \cdot 3552 = 7722,3\,N$$

- Základní trvanlivost ložiska při 90% spolehlivosti:

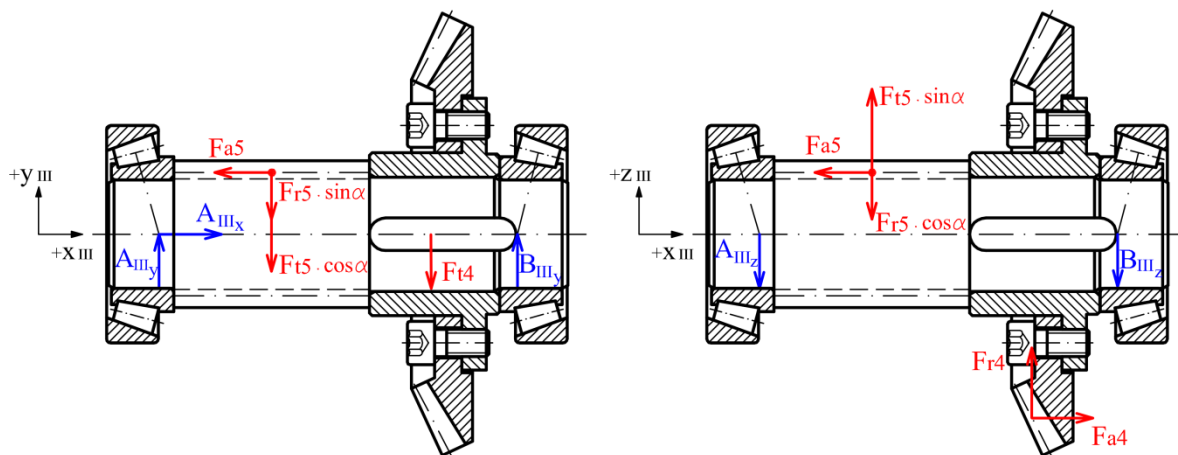
$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}} = \left(\frac{84200}{7722,3} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 810,6} = 59\,100\,h \quad (4.58)$$

- Modifikovaná životnost podle SKF ($\kappa = 2,9$, $\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,3 \cdot \frac{11800}{7722,3} = 0,46$).

$$a_{SKF} = 3,8$$

$$L_{10h_m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10h} = 1 \cdot 3,8 \cdot 59\,100 = 224\,579\,h \quad (4.59)$$

C) Ložiska hřídele III



Obr. 4.12

Tab. 4.8 - Parametry ložisek dle katalogu SKF [25]

	Typ	C	C ₀	P _u	e	Y	Y ₀
Ložisko A _{III}	32208	74 800 N	86 500 N	9800 N	0,37	1,6	0,9
Ložisko B _{III}							

Výpočet axiálních sil působících na jednotlivá ložiska dle [2] str. 556:

$$F_{a_{BIII}} = \frac{0,5 \cdot B_{III}}{Y_{A_{III}}} = \frac{0,5 \cdot 5939,6}{1,6} = 1856,1 \text{ N} \quad (4.60)$$

$$F_{a_{AIII}} = F_{a_{BIII}} + A_{III_x} = 1856,1 + 3370,5 = 5226,6 \text{ N} \quad (4.61)$$

Ložisko A_{III}

- Určení ekvivalentního zatížení:

$$\begin{aligned} \frac{F_{a_{AIII}}}{A_{III}} &= \frac{5226,6}{7760,5} = 0,67 \geq e = 0,37 \Rightarrow P = 0,4 \cdot A_{III} + Y \cdot F_{a_{AIII}} \\ \Rightarrow P &= 0,4 \cdot 7760,5 + 1,6 \cdot 5226,6 = 11\,466,7 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.62)$$

- Základní trvanlivost ložiska při 90% spolehlivosti:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} = \left(\frac{74800}{11466,7} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 419,276} = 20\,617 \text{ h} \quad (4.63)$$

- Modifikovaná životnost podle SKF ($\kappa = 1,7$, $\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,3 \cdot \frac{9800}{11466,7} = 0,26$).

$$a_{SKF} = 1,2$$

$$L_{10h_m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10h} = 1 \cdot 1,2 \cdot 20\,617 = 24\,740 \text{ h} \quad (4.64)$$

Ložisko B_{III}

- Určení ekvivalentního zatížení:

$$\frac{F_{a_{BIII}}}{B_{III}} = \frac{1856,1}{5939,6} = 0,31 \leq e = 0,37 \Rightarrow P = B_{III} = 5939,6 \text{ N} \quad (4.65)$$

- Základní trvanlivost ložiska při 90% spolehlivosti:

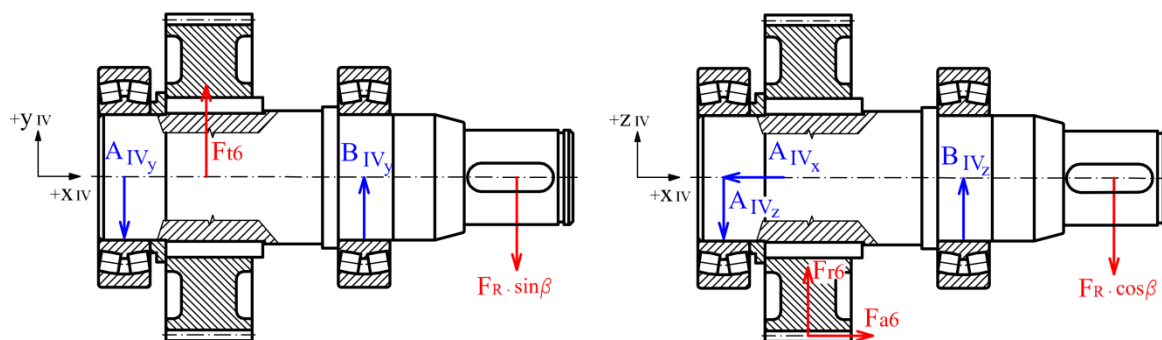
$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} = \left(\frac{74800}{5939,6} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 419,276} = 184\,716 \text{ h} \quad (4.66)$$

- Modifikovaná životnost podle SKF ($\kappa = 1,7$, $\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,3 \cdot \frac{9800}{5939,6} = 0,49$).

$$a_{SKF} = 2,7$$

$$L_{10h_m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10h} = 1 \cdot 2,7 \cdot 184\,716 = 498\,734 \text{ h} \quad (4.67)$$

D) Ložiska hřídele IV



Obr. 4.13

Tab. 4.9 - Parametry ložisek dle katalogu SKF [25]

	Typ	C	C_0	P_u	e	Y_1	Y_2	Y_0
Ložisko A _{IV}	22216	236 000 N	270 000 N	29 000 N	0,22	3	4,6	2,8
Ložisko B _{IV}								

Ložiska jsou namontovaná souměrně. Při směru otáčení č. 1 (viz obr. 4.2) je výsledná axiální síla na hřídeli $A_{IVx} = 3592,6 \text{ N}$ přenášená ložiskem B_{IV}.

Ložisko A_{IV}

- Určení ekvivalentního zatížení:

$$\frac{F_{a_{IV}}}{A_{IV}} = \frac{0}{15084,6} = 0 \leq e = 0,22 \Rightarrow P = A_{IV} + Y_1 \cdot F_{a_{III}} \quad (4.68)$$

$$\Rightarrow P = 15084,6 + 3 \cdot 0 = 15\,084,6 \text{ N}$$

- Základní trvanlivost ložiska při 90% spolehlivosti:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{IV}} = \left(\frac{236000}{15084,6} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 94,675} = 1\,686\,059 \text{ h} \quad (4.69)$$

- Modifikovaná životnost podle SKF ($\kappa = 0,65$, $\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,3 \cdot \frac{29000}{15084,6} = 0,57$).

$$a_{SKF} = 1,1$$

$$L_{10h_m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10h} = 1 \cdot 1,1 \cdot 1\,686\,059 = 1\,854\,665 \text{ h} \quad (4.70)$$

Ložisko B_{IV}

- Určení ekvivalentního zatížení:

$$\frac{F_{a_{IV}}}{B_{IV}} = \frac{3592,6}{21615,5} = 0,17 \leq e = 0,22 \Rightarrow P = B_{IV} + Y_1 \cdot F_{a_{IV}} \quad (4.71)$$

$$\Rightarrow P = 21615,5 + 3 \cdot 3592,6 = 32\,393,3 \text{ N}$$

- Základní trvanlivost ložiska při 90% spolehlivosti:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{IV}} = \left(\frac{236000}{32393,3} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 94,675} = 131\,968 \text{ h} \quad (4.72)$$

- Modifikovaná životnost podle SKF ($\kappa = 0,65$, $\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,3 \cdot \frac{29000}{32393,3} = 0,27$).

$$a_{SKF} = 0,55$$

$$L_{10h_m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10h} = 1 \cdot 0,55 \cdot 131\,968 = 72\,582 \text{ h} \quad (4.73)$$

Tab. 4.10 - Výsledná životnost ložisek

	Výsledná modifikovaná životnost [h]			
	Směr otáčení č. 1		Směr otáčení č. 2	
	a_{SKF}	L_{10hm}	a_{SKF}	L_{10hm}
Ložisko A _I	25	5 671 564	25	5 192 105
Ložisko B _I	7,1	636 092	7,5	806 561
Ložisko A _{II}	5,6	2 094 987	1	4 708
Ložisko B _{II}	3,8	224 579	6,1	838 044
Ložisko A _{III}	1,2	24 740	1,8	128 498
Ložisko B _{III}	2,7	498 734	0,9	8 249
Ložisko A _{IV}	1,1	1 854 665	0,6	142 499
Ložisko B _{IV}	0,55	72 582	0,6	121 202

Z výsledných hodnot trvanlivosti vyplývá, že pro směr otáčení č. 1 jsou ložiska dostatečně dimenzovaná. Při směru otáčení č. 2 se pak projevuje nepříznivý jev na kuželovém soukolí, tedy vtahování ozubených kol do záběru. Tento směr otáčení je extrémně náročný na některá ložiska. Provozovat takto dlouhodobě převodovku by nebylo vhodné.

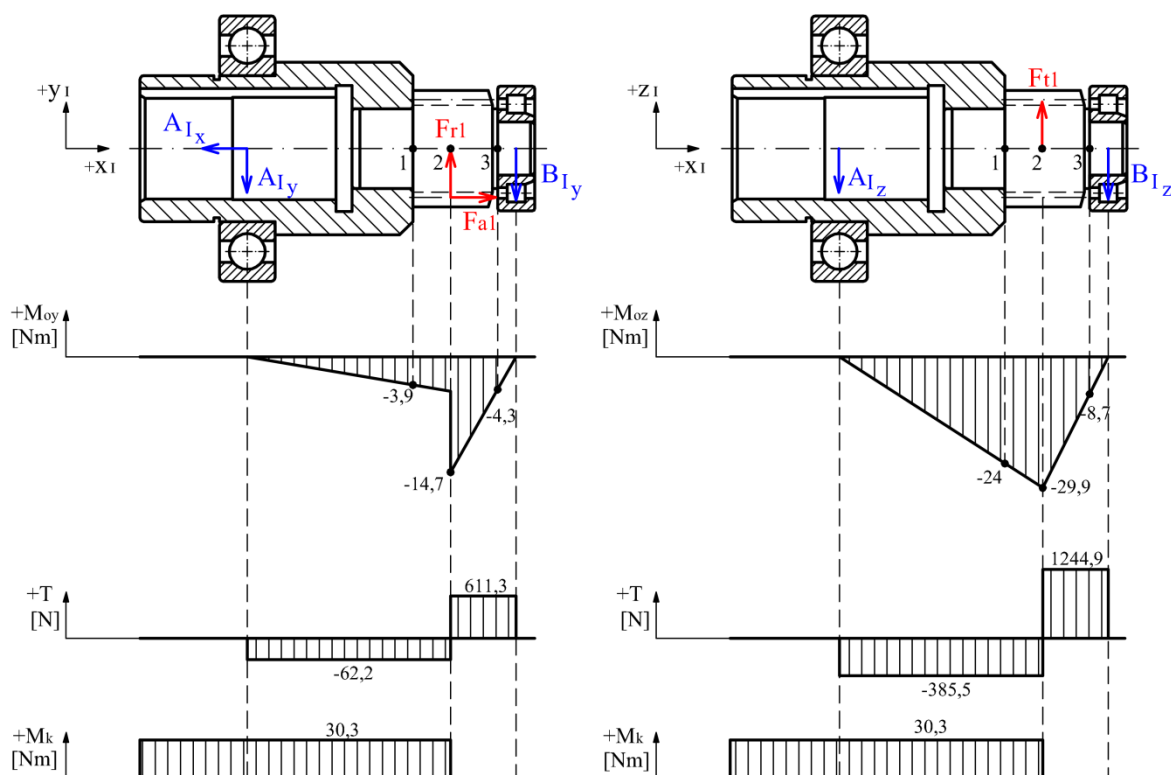
4.4 Kontrola hřídelů

V kapitole 4.2.5 byly z rovnic statické rovnováhy určeny příslušné reakce v uložených hřídelích. K provedení kontroly hřídele je nutno určit průběhy ohybových a krouticích momentů ve dvou navzájem kolmých rovinách. Rozměry hřídele jsou kontrolovány v nebezpečných průřezech. Tyto kritické průřezy jsou místa konstrukčního vrubu, místa s největším namáháním nebo také místa s nejmenším průřezem. V těchto zvolených místech bude počítána statická a dynamická bezpečnost. V případě statické kontroly by minimální bezpečnost měla splňovat hodnotu 1,5. Pro dynamickou kontrolu je pro bezproblémovou funkci požadovaná hodnota 1,8.

4.4.1 Statická a dynamická kontrola hřídelů

A) Hřídel I

Tato hřídel je nalisovaná na spojku, která slouží pro připojení elektromotoru. Vzhledem k uložení do ložisek byly průběhy sil a momentů řešeny pro celý tento celek.



Obr. 4.14

Materiál hřídele: 14 220.3

- Mez kluzu dle [21]: $R_e = 588 \text{ MPa}$
- Mez pevnosti dle [21]: $R_m = 700 \text{ MPa}$

Statická kontrola místa 1:

- Výsledný ohybový moment:

$$M_{o1} = \sqrt{M_{oy_1}^2 + M_{oz_1}^2} = \sqrt{(-3,9)^2 + (-24)^2} = 24,3 \text{ Nm} \quad (4.74)$$

- Ohybové napětí:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \cdot 24,3 \cdot 10^3}{\pi \cdot 29,6^3} = 9,5 \text{ MPa} \quad (4.75)$$

- Smykové napětí:

$$\tau_1 = \frac{M_{k1}}{W_{k1}} = \frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{16 \cdot 30,3 \cdot 10^3}{\pi \cdot 29,6^3} = 6 \text{ MPa} \quad (4.76)$$

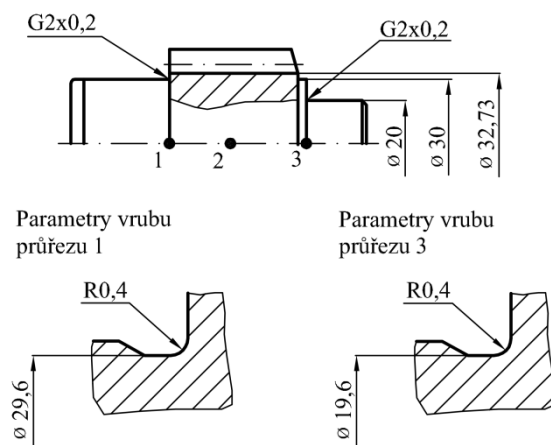
- Redukované napětí:

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{(\sigma_{o1} \cdot \alpha_{\sigma1})^2 + (\tau_1 \cdot \alpha_{\tau1})^2} = \\ &= \sqrt{(9,5 \cdot 2,5)^2 + 3 \cdot (6 \cdot 1,7)^2} = 29,6 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.77)$$

kde

α_{σ} - součinitel koncentrace napětí pro ohyb dle [12], str. 17

α_{τ} - součinitel koncentrace napětí pro krut dle [12], str. 17



Obr. 4.15 - Parametry vrubů hřídele I

- Statická bezpečnost:

$$k_{s1} = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{588}{29,6} = 19,9 > 1,5 \text{ - vyhovuje} \quad (4.78)$$

Dynamická kontrola místa 1:

- Mez únavy v ohybu při souměrně střídavém namáhání materiálu 14 220.3:

$$\sigma_{CO} = 0,49 \cdot R_m = 0,48 \cdot 700 = 343 \text{ MPa} \quad (\text{dle 12, str. 15}) \quad (4.79)$$

- Vrubový součinitel podle Neubergera:

$$\beta_1 = 1 + \frac{\alpha_{\sigma 1} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_1}}} = 1 + \frac{2,5 - 1}{1 + \frac{0,29}{\sqrt{0,4}}} = 2,03 \quad (4.80)$$

Kde

ρ - poloměr vrubu

\sqrt{A} - Neuberova konstanta materiálu dle [12] str. 18

- Mez únavy v kontrolovaném průřezu:

$$\sigma_{co}^* = \sigma_{co} \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_1} = 384,6 \cdot \frac{0,87 \cdot 0,86}{2,03} = 126,5 \text{ MPa} \quad (4.81)$$

kde

ε_v - součinitel velikosti dle [12] str. 19

η_p - součinitel jakosti povrchu dle [12] str. 19

- Amplituda ohybového napětí v kontrolovaném průřezu:

$$\sigma_{a1} = \sigma_{o1} = 9,5 \text{ Nm} \quad (4.82)$$

- Součinitel dynamické bezpečnosti:

$$k_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{a1}} = \frac{126,5}{9,5} = 13,2 > 1,8 - \text{vyhovuje} \quad (4.83)$$

- Součinitel statické bezpečnosti ve smyku:

$$k_{s\tau 1} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\alpha_{\tau 1} \cdot \tau_1} = \frac{0,577 \cdot 588}{1,7 \cdot 6} = 33,5 \quad (4.84)$$

- Výsledná bezpečnost v kontrolovaném průřezu:

$$k_{v1} = \frac{k_{\sigma 1} \cdot k_{s\tau 1}}{\sqrt{k_{\sigma 1}^2 + k_{s\tau 1}^2}} = \frac{13,2 \cdot 33,5}{\sqrt{13,2^2 + 33,5^2}} = 12,3 > 1,3 - \text{vyhovuje} \quad (4.85)$$

Stejným způsobem byly stanoveny hodnoty statické bezpečnosti pro všechny vybrané kritické průřezy. Součinitelé koncentrace napětí v místě 2, tedy pro patní přechod pastorku byly určeny s využitím hodnot pro evolventní drážkování dle [7], str. 27.

Tab. 4.11 - Statická bezpečnost hřídele I

Průřez	Krouticí moment	Ohybový moment			Průměr	Tvarové součinitelé		Napětí			Statická bezpečnost
	M_k [Nm]	M_{oy} [Nm]	M_{oz} [Nm]	M_o [Nm]	d [mm]	α_σ [-]	α_τ [-]	σ [MPa]	τ [MPa]	σ_{red} [MPa]	k [-]
1	30,3	-3,9	-24	24,3	29,6	2,5	1,7	9,5	6,0	29,6	19,9
2	30,3	-14,7	-29,9	33,3	32,73	2,1	1,9	9,7	4,4	25,0	23,6
3	-	-4,3	-8,7	9,7	19,6	2,7	2,1	13,1	-	35,4	16,6

V průřezu č. 1 vychází minimální statická bezpečnost, proto byla v tomto průřezu provedena také dynamická kontrola a vypočtena výsledná bezpečnost. Výpočet výsledné bezpečnosti bude proveden také v průřezu č. 2 vzhledem k nejvyšší hodnotě ohybového momentu v tomto místě.

Tab. 4.12 - Dynamická a výsledná bezpečnost hřídele I

Průřez	Poloměr vrubu	Součinitel velikosti	Součinitel jakosti povrchu	Vrubový součinitel	Mez únavy	Napětí	Bezpečnost		
	ρ [mm]	ε_v [-]	η_p [-]	β [-]	σ_{CO}^* [MPa]	σ_a [MPa]	k_σ [-]	k_{sr} [-]	k_v [-]
1	0,4	0,87	0,86	2,03	126,5	9,5	13,2	33,5	12,3
2	0,38	0,86	0,89	1,75	150,2	9,7	15,5	40,6	14,5

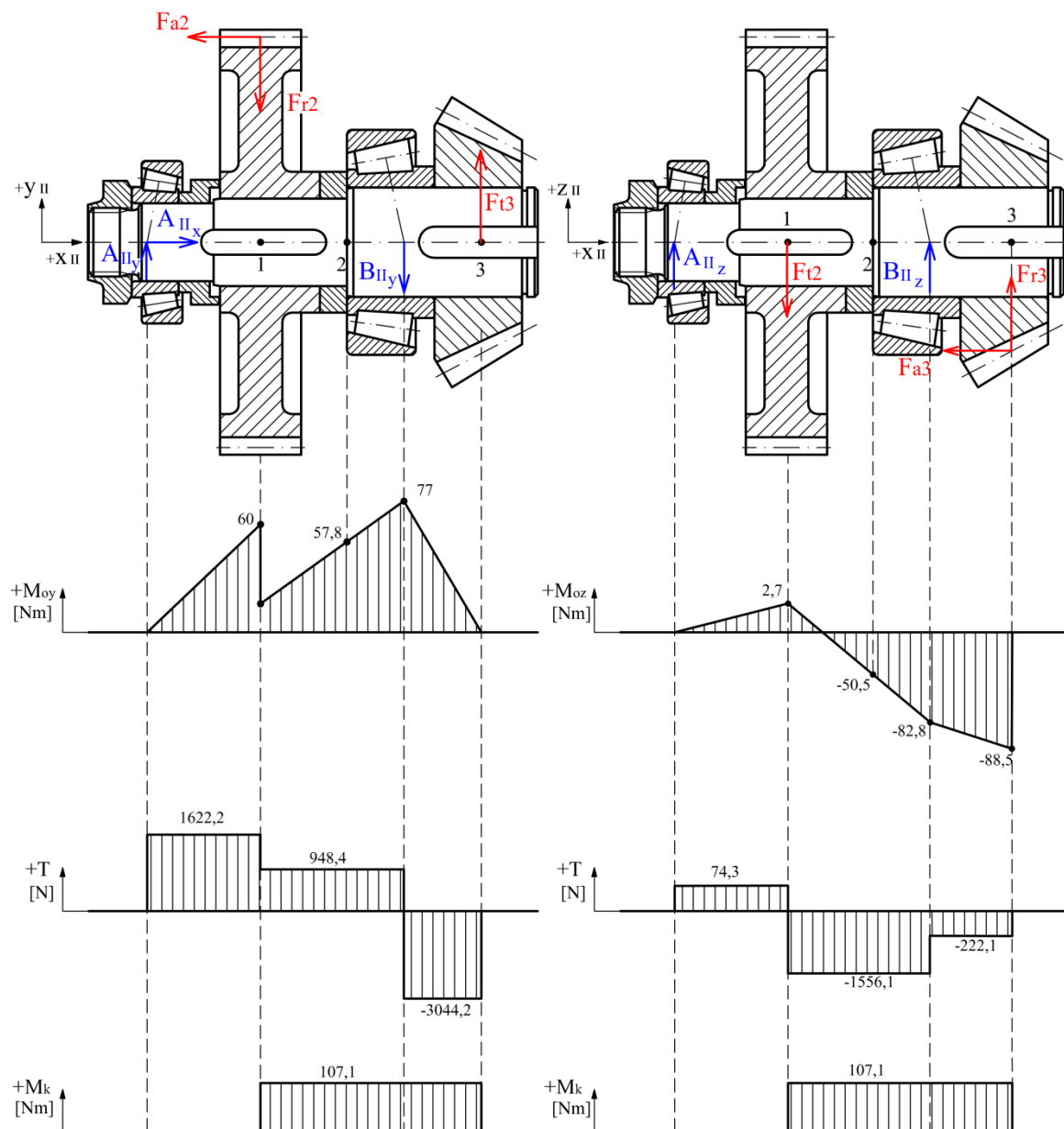
V následující tabulce 4.13 jsou uvedeny součinitelé výsledné bezpečnosti pro oba směry otáčení. Vzhledem k tomu, že v průřezu 3 nepůsobí krouticí moment, tak je v tabulce zařazeno srovnání dynamické bezpečnosti. Z hodnot vyplývá, že hřídel je dostatečně dimenzovaná i pro vyšší zatížení.

Tab. 4.13 - Srovnání bezpečnosti

Průřez	Výsledná bezpečnost k_v [-]	
	Směr 1	Směr 2
1	12,3	10,6
2	14,5	13,6
	Dynamická bezpečnost k_σ [-]	
3	9,5	10,1

Stejným způsobem byly stanoveny hodnoty součinitelů bezpečnosti pro všechny hřídele. Dále je pro každou hřídel uveden průběh působících momentů a posouvajících sil. Na obrázcích jsou rovněž zobrazeny parametry jednotlivých vrubů. V tabulkách jsou pak shrnuty všechny hodnoty nutné k výpočtu výsledné bezpečnosti. Pro každou hřídel je provedeno porovnání výsledné bezpečnosti v kritických místech pro oba směry otáčení. Průběh momentů a sil pro směr otáčení č. 2 je pak zařazen v příloze G.

B) Hřídel II

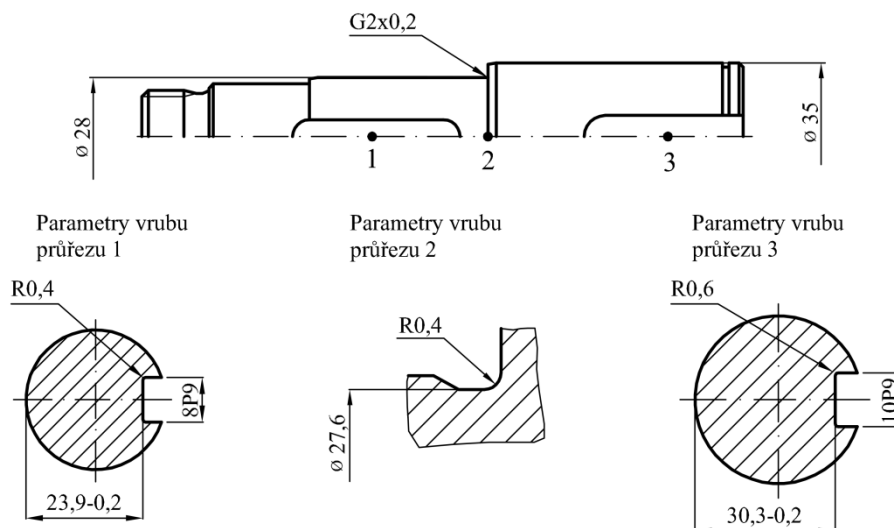


Obr. 4.16

Materiál hřídele: 12 050.9

- Mez kluzu dle [20]: $R_e = 390 \text{ MPa}$
- Mez pevnosti dle [20]: $R_m = 640 \text{ MPa}$
- Mez únavy v ohybu při souměrně střídavém namáhání: $\sigma_{CO} = 314 \text{ MPa}$
- Neuberova konstanta dle [12]: $\sqrt{A} = 0,36$

Součinitele koncentrace napětí v drážce pro pero v kritických průřezích 1 a 3, byly určeny na základě hodnot v [7], str. 27. Podle [5], str. 105 je výpočet bezpečnosti pod drážkou pro pero proveden pro minimální plný průřez, tedy pro vepsanou kružnici. Souhrnné výsledky jsou uvedeny v následujících tabulkách.



Obr. 4.17

Tab. 4.14 - Statická kontrola hřídele II

Průřez	Krouticí moment	Ohybový moment			Průměr	Tvarové součinitele		Napětí			Statická bezpečnost
	M_k [Nm]	M_{oy} [Nm]	M_{oz} [Nm]	M_o [Nm]	d [mm]	α_σ [-]	α_τ [-]	σ [MPa]	τ [MPa]	σ_{red} [MPa]	k [-]
1	107,1	60	2,7	60,1	23,9	2,4	2,1	44,8	39,9	180,8	2,2
2	107,1	57,8	-50,5	76,8	27,6	2,6	2,1	37,2	25,9	135,1	2,9
3	107,1	0,0	-88,5	88,5	30,3	2,5	2,2	32,4	19,6	110,2	3,5

Tab. 4.15 - Dynamická a výsledná bezpečnost hřídele II

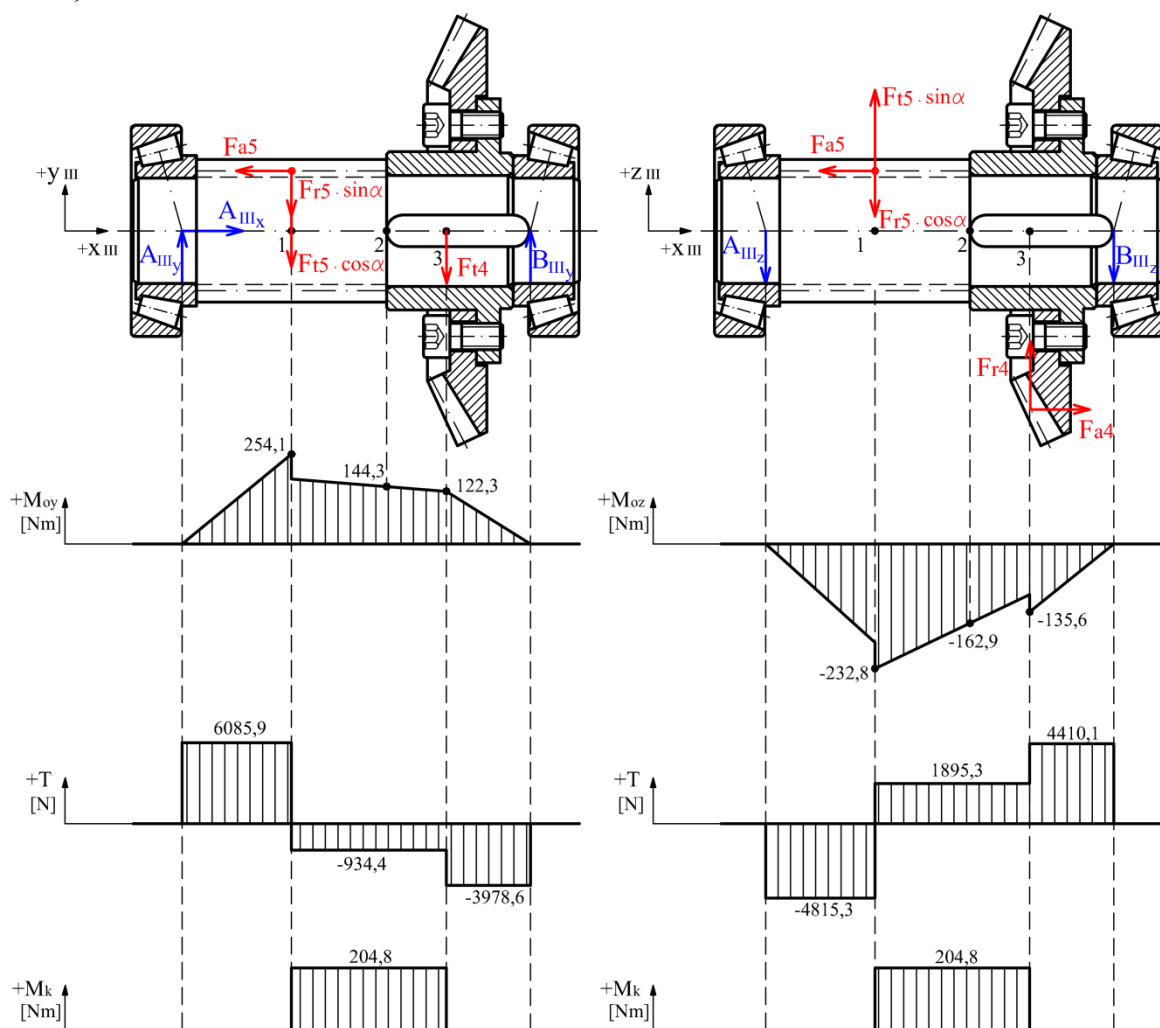
Průřez	Poloměr vrubu	Součinitel velikosti	Součinitel jakosti povrchu	Vrbový součinitel	Mez únavy	Napětí	Bezpečnost		
	ρ [mm]	ε_v [-]	η_p [-]	β [-]	σ_{CO}^* [MPa]		k_σ [-]	k_{sr} [-]	k_v [-]
1	0,4	0,88	0,80	1,89	116,7	44,8	2,6	4,0	2,2
2	0,4	0,87	0,86	2,02	116,2	37,2	3,1	6,2	2,8
3	0,6	0,87	0,80	2,02	107,8	32,4	3,3	7,9	3,1

Tab. 4.16 - Srovnání výsledné bezpečnosti

Průřez	Výsledná bezpečnost k_v [-]	
	Směr 1	Směr 2
1	2,2	3,2
2	2,8	2,6
3	3,1	5,1

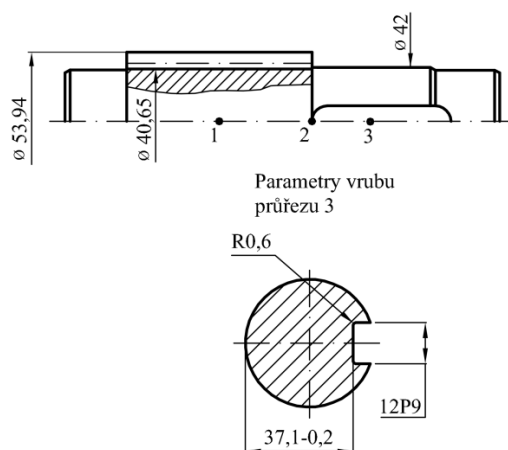
Z výsledných hodnot vyplývá, že hřídel je vyhovující pro oba směry otáčení.

C) Hřídel III



Obr. 4.18

Stanovení součinitelů koncentrace v průřezích 1 a 3 bylo provedeno jako v předchozích případech podle [7], str. 27. Určení součinitelů koncentrace napětí v ukončení drážky pro pero bylo provedeno podle [1], str. 24. Materiál hřídele je stejný jako u hřídele I, tedy 14 220.3.



Obr. 4.19

Tab. 4.17 - Statická kontrola hřídele III

Průřez	Krouticí moment	Ohybový moment			Průměr	Tvarové součinitelé		Napětí			Statická bezpečnost
	M_k [Nm]	M_{oy} [Nm]	M_{oz} [Nm]	M_o [Nm]	d [mm]	α_σ [-]	α_τ [-]	σ [MPa]	τ [MPa]	σ_{red} [MPa]	k [-]
1	204,8	254,1	-232,8	344,6	40,65	2,2	1,9	52,3	15,5	125,8	3,1
2	204,8	144,3	-162,9	217,6	37,1	2,9	1,8	43,4	20,4	141,1	2,8
3	204,8	122,3	-135,6	182,6	37,1	2,6	2,3	36,4	20,4	124,8	3,1

Tab. 4.18 - Dynamická a výsledná bezpečnost hřídele III

Průřez	Poloměr vrubu	Součinitel velikosti	Součinitel jakosti povrchu	Vrubový součinitel	Mez únavy	Napětí	Bezpečnost		
	ρ [mm]	ε_v [-]	η_p [-]	β [-]	σ_{CO}^* [MPa]	σ_a [MPa]	k_σ [-]	$k_{s\tau}$ [-]	k_v [-]
1	0,38	0,83	0,89	1,82	139,5	52,3	2,7	11,5	2,6
2	0,6	0,84	0,78	2,38	94,3	43,4	2,2	9,2	2,1
3	0,6	0,84	0,78	2,16	103,8	36,4	2,9	7,2	2,7

Tab. 4.19 - Srovnání výsledné bezpečnosti

Průřez	Výsledná bezpečnost k_v [-]	
	Směr 1	Směr 2
1	2,6	2,5
2	2,1	1,6
3	2,7	2,0

Z tabulky 4.19 vyplývá, že vyhovuje, ale místo 2 vykazuje nižší hodnotu bezpečnosti. V tomto místě se nachází ukončení drážky pro pero a současně změna průměru, což má za následek zvýšenou koncentraci napětí v tomto místě. V případě menší šířky ozubení by zde tak vznikl prostor pro určité modifikace.

Tab. 4.20 - Statická kontrola hřídele IV

Průřez	Krouticí moment	Ohybový moment			Průměr	Tvarové součinitele		Napětí			Statická bezpečnost
	M_k [Nm]	M_{oy} [Nm]	M_{oz} [Nm]	M_o [Nm]	d [mm]	α_σ [-]	α_τ [-]	σ [MPa]	τ [MPa]	σ_{red} [MPa]	k [-]
1	878,9	-555,5	-962,8	1111,6	81,4	2,7	3,0	21,0	8,3	71,2	4,6
2	878,9	-601,2	-1174,6	1319,5	84,4	2,7	2,5	22,4	7,4	68,4	4,7
3	878,9	-669,9	-1565,2	1702,5	79,4	2,6	2,1	34,6	8,9	95,8	3,4
4	878,9	-240,9	-562,3	611,7	59,4	2,6	2,1	29,7	21,4	109,6	3,0

Tab. 4.21 - Dynamická a výsledná bezpečnost hřídele IV

Průřez	Poloměr vrubu	Součinitel velikosti	Součinitel jakosti povrchu	Vrubový součinitel	Mez únavy	Napětí	Bezpečnost		
	ρ [mm]	ϵ_v [-]	η_p [-]	β [-]	σ_{CO}^* [MPa]	σ_a [MPa]	k_σ [-]	$k_{\sigma\tau}$ [-]	k_v [-]
1	0,6	0,74	0,82	2,14	75,0	21,0	3,6	13,6	3,5
2	0,8	0,73	0,84	2,19	74,0	22,4	3,3	18,2	3,3
3	0,8	0,74	0,87	2,12	80,2	34,6	2,3	18,1	2,3
4	0,8	0,78	0,87	2,12	84,6	29,7	2,8	7,6	2,7

Tab. 4.22 - Srovnání výsledné bezpečnosti

Průřez	Výsledná bezpečnost k_v [-]	
	Směr 1	Směr 2
1	3,5	4,4
2	3,3	4,6
3	2,3	2,5
4	2,7	2,6

Z tabulky 4.22 je patrné, že rovněž hřídel IV. je vyhovující a to i pro vyšší zatížení.

4.4.2 Kontrola ohybových deformací hřídelů

Pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2010 byla vypočtena průhybová křivka hřídele, která je sklopena do obecné roviny. Nejprve byla provedena kontrola průhybu pod středy ozubených kol a poté bylo kontrolováno natočení průřezů hřídele. Kontrolováno bylo natočení středových průřezů ozubených kol a natočení vnitřních kroužků ložisek. V následujících tabulkách jsou shrnuty výsledky pro všechny čtyři hřídele, pro oba směry otáčení. Je zde také zařazeno porovnání zjištěných hodnot s doporučenými maximálními hodnotami.

Doporučené hodnoty dle [5] str. 106:

- Průhyb pod čelními ozubenými koly:

$$\delta_{OK} \leq 0,01 \cdot m \text{ [mm]} \quad (4.86)$$

- Průhyb pod kuželovými ozubenými koly:

$$\delta_{OK} \leq 0,005 \cdot m \text{ [mm]} \quad (4.87)$$

- Natočení pod ozubenými koly:

$$\psi_{OK} \leq (3 \div 7) \text{ [']} - \text{dovolené natočení volím } 5' \quad (4.88)$$

- Natočení pod ložisky:

$$\psi_L \leq \psi_{DOV} - \text{dovolené hodnoty dle SKF [25]} \quad (4.89)$$

Tab. 4.23 - Průhyby a natočení hřídele I

	Směr 1			Směr 2		
	Pastorek	Ložisko A _I	Ložisko B _I	Pastorek	Ložisko A _I	Ložisko B _I
Průhyb [mm]	0,00184	-	-	0,00192	-	-
Dovolený průhyb [mm]	0,02500	-	-	0,02500	-	-
Natočení [°]	0,00234	0,00163	0,00752	0,00252	0,00173	0,00751
Dovolené natočení [°]	0,08300	0,12500	0,05000	0,08300	0,12500	0,05000

Tab. 4.24 - Průhyby a natočení hřídele II

	Směr 1				Směr 2			
	Kuželový pastorek	Kolo	Ložisko A _{II}	Ložisko B _{II}	Kuželový pastorek	Kolo	Ložisko A _{II}	Ložisko B _{II}
Průhyb [mm]	0,0116	0,0073	-	-	0,0126	0,0039	-	-
Dovolený průhyb [mm]	0,0270	0,0250	-	-	0,0270	0,0250	-	-
Natočení [°]	0,0311	0,005	0,0162	0,0236	0,0303	0,0058	0,0084	0,0229
Dovolené natočení [°]	0,0830	0,0830	0,0500	0,0500	0,0830	0,0830	0,0500	0,0500

Tab. 4.25 - Průhyby a natočení hřídele III

	Směr 1				Směr 2			
	Pastorek	Kuželové kolo	Ložisko A _{III}	Ložisko B _{III}	Pastorek	Kuželové kolo	Ložisko A _{III}	Ložisko B _{III}
Průhyb [mm]	0,0193	0,0134	-	-	0,0217	0,0144	-	-
Dovolený průhyb [mm]	0,0300	0,0270	-	-	0,0300	0,0270	-	-
Natočení [°]	0,0176	0,0208	0,031	0,0261	0,0198	0,0247	0,0344	0,0276
Dovolené natočení [°]	0,0830	0,0830	0,0500	0,0500	0,0830	0,0830	0,0500	0,0500

Tab. 4.26 - Průhyby a natočení hřídele IV

	Směr 1				Směr 2			
	Kolo	Volný konec	Ložisko A _{IV}	Ložisko B _{IV}	Kolo	Volný konec	Ložisko A _{IV}	Ložisko B _{IV}
Průhyb [mm]	0,005	0,080	-	-	0,0037	0,0769	-	-
Dovolený průhyb [mm]	0,030	-	-	-	0,0300	-	-	-
Natočení [°]	0,0039	0,0362	0,0064	0,0153	0,0024	0,0351	0,0050	0,0144
Dovolené natočení [°]	0,0830	-	0,0500	0,0500	0,0830	-	0,0500	0,0500

Všechny zjištěné hodnoty průhybu a natočení jsou nižší než uvedené doporučené hodnoty. Absolutně nejvyšší průhyb byl zjištěn u volného konce výstupní hřídele.

4.5 Pevnostní kontrola ozubených kol

Pro výpočet součinitelů bezpečnosti je použit program CSNw [28], který vychází z norem ČSN 01 4686 [19], ISO 6336 [23] a DIN 3990 [22]. Výpočet bude proveden pomocí zjednodušené kontroly. Vzhledem k předpokladu, že zjištěné hodnoty stávajícího ozubení budou porovnávány s návrhy nestandardního ozubení, bude výpočet proveden podle normy ISO 6336 – metoda B. Pevnostní výpočet bude podrobněji popsán později společně s pevnostním výpočtem nestandardního ozubení. Geometrické parametry, vstupující do výpočtu, byly uvedeny v kapitole 4.1, viz tab. 4.1 až 4.3.

Pevnostní kontrola kuželového soukolí je provedena pro náhradní tzv. virtuální soukolí. Náhradní kola jsou vytvořena na středních průměrech kuželových kol. Do samotného výpočtu pak vstupuje virtuální počet zubů, který odpovídá čelním kolům se šikmým ozubením. Sklon zubů virtuálního soukolí je stejný jako ve středech kuželových kol. A dále je stanoven také virtuální krouticí moment. Kompletní výstupy z programu jsou zařazeny v příloze B.

Parametry virtuálního soukolí potřebné pro pevnostní výpočet kuželového soukolí:

- Virtuální počet zubů:

$$z_{v_3} = \frac{z_3}{\cos \delta_3} = \frac{15}{\cos 27,35^\circ} = 16,888 \quad (4.90)$$

$$z_{v_4} = \frac{z_4}{\cos \delta_4} = \frac{29}{\cos 62,65^\circ} = 63,122 \quad (4.91)$$

- Virtuální krouticí moment dle [14]:

$$M_{k_{v_{II}}} = M_{k_{II}} \cdot \frac{d_{vm_3}}{d_{m_3}} = M_{k_{II}} \cdot \frac{1}{\cos \delta_3} = 107,1 \cdot \frac{1}{\cos 27,35} = 120,6 \text{ Nm} \quad (4.92)$$

Soukolí 1

K výpočtu byly použity následující vstupy – materiál kol 14 220 cementovaná kalená, $K_A=1$, $K_{AS}=1$, $Z_{R1}=Z_{R2}=1$, $M_k=30,32 \text{ Nm}$, půdorysné schéma č. 6.

Tab. 4.27 - Zjednodušená pevnostní kontrola soukolí 1

	Únava v ohybu		Únavy v dotyku	
Pastorek	S_{F1}	10,523	S_{H1}	2,053
Kolo	S_{F2}	8,492	S_{H2}	2,053

Soukolí 2

K výpočtu byly použity následující vstupy – $m=3,842$ (čelní modul střední), materiál pastorku 16 220 cementovaná kalená, materiál kola 14 220 cementovaná kalená, $K_A=1$, $K_{AS}=1$, $Z_{R1}=Z_{R2}=1$, $M_k=120,6 \text{ Nm}$, půdorysné schéma č. 2.

Tab. 4.28 - Zjednodušená pevnostní kontrola soukolí 2

	Únava v ohybu		Únavy v dotyku	
Pastorek	S_{F1}	5,762	S_{H1}	2,105
Kolo	S_{F2}	5,815	S_{H2}	2,105

Soukolí 3

K výpočtu byly použity následující vstupy – materiál kol 14 220 cementovaná kalená, $K_A=1$, $K_{AS}=1$, $Z_{R1}=Z_{R2}=1$, $M_k=204,8 \text{ Nm}$, půdorysné schéma č. 5.

Tab. 4.29 - Zjednodušená pevnostní kontrola soukolí 3

	Únava v ohybu		Únavy v dotyku	
Pastorek	S_{F1}	4,164	S_{H1}	1,362
Kolo	S_{F2}	3,458	S_{H2}	1,362

Nejnižší únavovou bezpečnost vykazuje soukolí 3. Jde o nejvíce zatížené soukolí s největším převodovým poměrem.

5 NÁVRHY ŘEŠENÍ

5.1 Geometrické parametry nestandardního ozubení

Postup při návrhu geometrických parametrů soukolí s nestandardním profilem není zcela jednoznačný. Většina parametrů si často navzájem odporuje. Jak bylo uvedeno v kapitole 3, tak nestandardní ozubení má výhodné vlastnosti při dosažení součinitele trvání záběru profilu $\varepsilon_\alpha \geq 2$ a při celočíselné hodnotě součinitele trvání záběru krokem ε_β . Celočíslné hodnoty ε_β se většinu dosáhne snadněji vhodnou volbou šířky ozubení a úhlu sklonu zubů β . V případě ε_α je situace komplikovanější. Pro zvyšování hodnoty součinitele ε_α obecně platí dle [9]:

- Se zmenšováním modulu m_n při zadané osově vzdálenosti se zvětšuje počet zubů a také ε_α , rizika se nezvyšují
- Při zmenšování normálního úhlu profilu α_n se zvětšuje ε_α , zmenšuje se riziko špičatění zubů, ale dochází k podřezání a výrazně se zvětšují měrné skluzu
- Zvětšování výšky hlavy zubů h_a^* zvyšuje ε_α , ale všechna rizika výrazně rostou
- Se zvětšováním úhlu sklonu zubů se zvětšuje ε_β , ale zmenšuje se ε_α
- Se zvětšujícím se součtem jednotkových korekcí x_Σ klesá ε_α a roste riziko špičatění

Návrh nestandardního ozubení s hodnotou součinitele trvání záběru $\varepsilon_\alpha \geq 2$, má tedy několik různých omezení. Mezi nejvýznamnější rizika při volbě jednotlivých geometrických parametrů zejména patří:

- Zmenšování tloušťky zubu pastorku na hlavové kružnici
- Podřezání paty zubu pastorku
- Vysoké měrné skluzu
- Interference zubů

Při návrhu nestandardního ozubení se nejčastěji dodržují následující omezení:

- Tloušťka zubu pastorku na hlavové kružnici: $s_a \geq 0,25 \cdot m_n$
- Měrné skluzu: $\mathcal{G}_A = -(2 \div 3)$

Při jednotlivých návrzích geometrie byl využíván diagram mezních korekcí (program DMK [29]), kde byly tyto omezení zadány společně s požadavky na zadanou osovou vzdálenost a požadovaným součinitelem trvání záběru profilu $\varepsilon_\alpha = 2$.

Volba geometrických parametrů nestandardního ozubení byla volena z těchto rozsahů:

- Normální úhel záběru: $\alpha_n = 14^\circ 30' \div 20^\circ$
- Poměrná výška hlavy profilu: $h_a^* = 1 \div 1,6$
- Poměrná hlavová vůle: $c_a^* = 0,25 \div 0,35$

5.2 Pevnostní výpočet nestandardního ozubení

Pevnostní kontrola ozubení byla prováděna v programu CSNw [28]. Vzhledem k výpočtu ozubení s $\varepsilon_\alpha \geq 2$ byl výpočet proveden podle normy ISO 6336 – metoda B [23]. Výpočet je prováděn pro ověření provozuschopnosti z hlediska:

- Únosnosti v ohybu: -únavová odolnost vůči lomu paty
-odolnost proti lomu při jednorázovém přetížení
- Únosnosti v dotyku: -únavová odolnost v dotyku
-odolnost proti poškození povrchu při jednorázovém přetížení

Při výpočtu únosnosti se vychází z obvodové síly F_t , která se vzhledem k teoretickému zatížení upravuje pomocí součinitele přídatných zatížení K_F (pro ohyb) a K_H (pro dotyk). Upravená obvodová síla: $F_{ts} = F_t \cdot K_i$, pak vstupuje do pevnostního výpočtu. Stanovení této síly je tedy rozhodující z hlediska pevnostního výpočtu.

Obvodová síla:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_k}{d} \quad (5.1)$$

Stanovení součinitelů přídatných zatížení:

$$K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (5.2)$$

$$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \quad (5.3)$$

kde

K_A - součinitel vnějších dynamických sil. Závisí na charakteristice hnacího a hnaného stroje. Ve výpočtech je uvažováno dle doporučení firmy TOS Znojmo klidné zatížení bez rázů, tedy: $K_A = 1$.

K_{Fv}, K_{Hv} - součinitel vnitřních dynamických sil. Ve zjednodušených výpočtech je uvažováno: $K_{Fv}, K_{Hv} = 1$.

$K_{F\beta}, K_{H\beta}$ - součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce zubů. Ve zjednodušených výpočtech je hodnota těchto součinitelů určena dle kinematického schématu.

$K_{F\alpha}, K_{H\alpha}$ - součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů. Tento parametr je odlišný pro soukolí HCR ve srovnání se standardním soukolím. Předchozí součinitelé nejsou závislé na součiniteli trvání záběru profilu ε_α . Pro zjednodušený teoretický pevnostní výpočet je možné tyto součinitele stanovit dle [10] str. 132, tab. 4.12. Těmito součiniteli tak je možno respektovat snížení síly u HCR soukolí vlivem trvalého dvoupárového záběru.

Souhrn parametrů zadávaných do programu CSNw při pevnostní kontrole:

- Zjednodušená kontrola
- ISO 6336 – metoda B

Soukolí 1

K výpočtu byly použity následující vstupy – materiál kol 14 220 cementovaná kalená, $K_A=1$, $K_{AS}=1$, $Z_{R1}=Z_{R2}=1$, $M_k=30,32 \text{ Nm}$, $K_{H\beta}=1,064$ (stejná hodnota jako byla určena pro standardní ozubení).

$$\begin{aligned} \text{Pro: } \varepsilon_\alpha \leq 2: & \quad K_{F\alpha}=1,2; K_{H\alpha}=1,2 \\ \varepsilon_\alpha \geq 2: & \quad K_{F\alpha}=1,1; K_{H\alpha}=0,8 \end{aligned}$$

$K_{F\alpha}; K_{H\alpha}$ dle [10] str. 132, tab. 4.12 (tvrzená kola, 7. třída přesnosti)

Soukolí 3

K výpočtu byly použity následující vstupy – materiál kol 14 220 cementovaná kalená, $K_A=1$, $K_{AS}=1$, $Z_{R1}=Z_{R2}=1$, $M_k=204,8 \text{ Nm}$, $K_{H\beta}=1,253$ (stejná hodnota jako byla určena pro standardní ozubení).

$$\begin{aligned} \text{Pro: } \varepsilon_\alpha \leq 2: & \quad K_{F\alpha}=1,2; K_{H\alpha}=1,2 \\ \varepsilon_\alpha \geq 2: & \quad K_{F\alpha}=1,1; K_{H\alpha}=0,8 \end{aligned}$$

$K_{F\alpha}; K_{H\alpha}$ dle [10] str. 132, tab. 4.12 (tvrzená kola, 7. třída přesnosti)

5.3 Varianty řešení soukolí 1

Návrh 1

V prvním návrhu nestandardního ozubení jsou použity všechny základní parametry (m_n, z_1, z_2, β, b) ze stávajícího řešení ozubení. Jedinou výjimkou je zvýšení poměrné výšky hlavy profilu z normalizované hodnoty $h_a^* = 1$ na hodnotu 1,1. Vzhledem k malému počtu zubů u tohoto návrhu už není dále možné zvyšovat poměrnou výšku hlavy profilu z důvodů zmenšení tloušťky hlavy zubů pastorku pod dovolenou hodnotu ($s_{a1} = 0,25 \cdot m_n$). V následujících tabulkách je porovnání navrženého nestandardního ozubení s ekvivalentním ozubením, kde je zachována normalizovaná výška hlavy, všechny další parametry pak zůstávají shodné.

Tab. 5.1 - Geometrie navrženého soukolí

			Nestandardní ozubení			Ozubení se standardní h_a^*		
			Pastorek		Kolo	Pastorek		Kolo
Počet zubů	z	[-]	14		50	14		50
Normální modul	m_n	[mm]		2,5			2,5	
Úhel sklonu zubů roztečný	β	[°]		18			18	
Jednotková korekce	x	[-]	0,485		-0,120	0,485		-0,120
Měrný skluz na patě		[-]	-1,896		-1,800	-1,360		-1,665
Měrný skluz na hlavě		[-]	0,643		0,655	0,625		0,576
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1,478			1,352	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		1,023			1,023	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		2,501			2,374	
Společná šířka kola	b	[mm]		26			26	
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^*	[-]		1,1			1,0	
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]		0,25			0,25	
Poměrný rádius paty profilu	ρ_f^*	[-]		0,38			0,38	
Úhel profilu	α_n	[°]		20			20	

Tab. 5.2 - Zjednodušená pevnostní kontrola

	Nestandardní ozubení				Ozubení se standardní h_a^*			
	Únava v ohybu		Únavy v dotyku		Únava v ohybu		Únavy v dotyku	
Pastorek	S_{F1}	9,462	S_{H1}	2,137	S_{F1}	9,162	S_{H1}	2,044
Kolo	S_{F2}	8,633	S_{H2}	2,137	S_{F2}	8,410	S_{H2}	2,044

Jak je vidět v tabulce 5.2, tak i při této malé změně v návrhu ozubení došlo ke zvýšení minimální bezpečnosti. Zlepšení v tomto případě představuje 4,6 %. Další výhodou navrženého ozubení je také zvětšení součinitele záběru ε_α . Cílem následujícího návrhu bude další zvětšení poměrné výšky hlavy zubů h_a^* .

Návrh 2

Aby bylo možno zvětšit poměrnou výšku hlavy zubů, je potřeba zvýšit počet zubů. U tohoto návrhu je zvýšen počet zubů pastorku ze 14 na 19. Pro zachování požadované osové vzdálenosti byla zmenšena velikost modulu na hodnotu 1,85. Poměrná výška hlavy byla zvětšena na hodnotu 1,2. Zbývající parametry ozubení, tedy šířka kol a úhel sklonu zubů byly opět ponechány. Cílem tohoto návrhu je ověření přínosu zvyšování poměrné výšky hlavy.

Tab. 5.3 - Geometrie navrženého soukolí

			Nestandardní ozubení			Ozubení se standardní h_a^*		
			Pastorek		Kolo	Pastorek		Kolo
Počet zubů	z	[-]	19		68	19		67
Normální modul	m_n	[mm]		1,85			1,85	
Úhel sklonu zubů roztečný	β	[°]		18			18	
Jednotková korekce	x	[-]	0,461		-0,251	0,461		-0,251
Měrný skluz na patě		[-]	-1,512		-1,509	-0,887		-1,308
Měrný skluz na hlavě		[-]	0,601		0,602	0,567		0,470
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1,711			1,443	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		1,382			1,382	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		3,093			2,825	
Společná šířka kola	b	[mm]		26			26	
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^*	[-]		1,2			1,0	
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]		0,25			0,25	
Poměrný rádius paty profilu	ρ_f^*	[-]		0,3679			0,3679	
Úhel profilu	α_n	[°]		20			20	

Tab. 5.4 - Zjednodušená pevnostní kontrola

	Nestandardní ozubení				Ozubení se standardní h_a^*			
	Únava v ohybu		Únavy v dotyku		Únava v ohybu		Únavy v dotyku	
Pastorek	S_{F1}	7,679	S_{H1}	2,262	S_{F1}	7,123	S_{H1}	2,077
Kolo	S_{F2}	6,901	S_{H2}	2,262	S_{F2}	6,529	S_{H2}	2,077

V tomto návrhu opět došlo ke zvýšení minimální bezpečnosti, což dokazuje smysl zvyšování výšky zubů. Rozdíl oproti ekvivalentnímu ozubení s normalizovanou poměrnou výškou hlavy se zvětšil na 9 %. U navrženého ozubení také došlo ke zvýšení součinitele trvání záběru ε_α , což přispívá ke snížení buzení hluku a vibrací.

V uvedených návrzích byl prokázán smysl zvětšování poměrné výšky zubů. Dále je potřeba zjistit, při jaké kombinaci jednotlivých parametrů bude mít ozubení optimální vlastnosti z hlediska únosnosti. V tab. 5.5 je přehled dalších variant ozubení. Při výpočtech byl postupně zvětšován počet zubů a pro zachování požadované osové vzdálenosti bylo nutné zmenšovat modul ozubení. Poměrná výška hlavy profilu h_a^* byla u každé varianty zvětšena na co nejvyšší možnou hodnotu. K tomuto bylo potřeba využít diagram mezních korekcí. Do diagramu byla zadána omezení pro hodnotu tloušťky zubů pastorku na hlavové kružnici $s_{a1} = 0,25 \cdot m_n$ a pro hodnotu měrného skluzu na patě pastorku $g_{A1} = -3$. Při všech návrzích byly zachovány z důvodu porovnání se současným řešením soukolí následující hodnoty:

- sklon zubů: $\beta = 18^\circ$
- společná šířka kol: $b = 26 \text{ mm}$
- úhel profilu: $\alpha_n = 20^\circ$
- poměrná hlavová vřle: $c_a^* = 0,25$
- maximální hodnota pro poměrný rádius paty se určila dle vztahu 5.4:

$$\rho_{\max}^* = \frac{0,25 \cdot \pi \cdot \cos \alpha_n - h_f^* \cdot \sin \alpha_n}{1 - \sin \alpha_n} \quad (5.4)$$

Tab. 5.5

Číslo návrhu	z_1	z_2	m_n	h_a^*	x_1	x_2	ε_a	S_{Fmin}	S_{Hmin}
standard	14	50	2,50	1,00	0,440	-0,070	1,361	8,492	2,053
1	14	50	2,50	1,10	0,485	-0,120	1,478	8,633	2,137
2	15	53	2,35	1,15	0,480	-0,043	1,550	8,383	2,212
3	16	57	2,20	1,17	0,448	-0,184	1,624	8,009	2,223
4	17	61	2,07	1,20	0,400	-0,344	1,716	7,684	2,242
5	18	64	1,97	1,22	0,385	-0,348	1,762	7,456	2,282
6	19	68	1,85	1,24	0,370	-0,159	1,785	6,995	2,310
7	20	71	1,77	1,26	0,358	-0,175	1,830	6,796	2,348
8	21	75	1,68	1,29	0,307	-0,181	1,902	6,521	2,375
9	22	78	1,61	1,31	0,288	-0,063	1,932	6,276	2,417
10	23	82	1,53	1,33	0,270	0,091	1,957	5,884	2,437
11	24	86	1,46	1,35	0,251	0,146	1,995	5,583	2,454
12	25	89	1,41	1,37	0,210	0,147	2,045	5,958	3,050
13	26	93	1,35	1,39	0,185	0,225	2,081	5,645	3,072

Ze zjištěných hodnot je patrná tendence zvyšování součinitele bezpečnosti v dotyku S_{Hmin} a zároveň určité snížení únosnosti v ohybu S_{Fmin} . Snížení únosnosti v ohybu je způsobeno zmenšováním velikosti modulu, v tomto případě to ale nepředstavuje problém. Další

zvyšování poměrné výšky hlavy zubů h_a^* u tohoto soukolí už není vhodné, protože dochází k výraznému zmenšení absolutní hodnoty tloušťky zubů na hlavě pastorku, což by mohlo představovat problém z hlediska využívané technologie výroby ozubení.

U variant 12 a 13 bylo dosaženo trvalého dvoupárového záběru. Tato vlastnost se příznivě projevila na únosnosti v ohybu a zejména v dotyku. U variant 8 až 11 je možné také dosáhnout $\varepsilon_\alpha \geq 2$, tedy trvalého záběru dvou párů zubů, a to zmenšením úhlu profilu α_n na hodnotu menší než 20° . Jak se tato změna projeví na jednotlivých součinitelích bezpečnosti, je zobrazeno v tab. 5.6. Hodnoty v závorce jsou výsledky z předchozího návrhu.

Tab. 5.6

Číslo návrhu	z_1	z_2	m_n	h_a^*	α_n	x_1	x_2	ε_α	S_{Fmin}	S_{Hmin}
8	21	75	1,68	1,29	17,0	0,499	-0,372	2,001 (1,902)	6,418 (6,521)	2,799 (2,375)
9	22	78	1,61	1,31	18,0	0,410	-0,184	2,001 (1,932)	6,617 (6,276)	2,896 (2,417)
10	23	82	1,53	1,33	19,0	0,280	0,082	2,002 (1,957)	6,469 (5,884)	2,965 (2,437)
11	24	86	1,46	1,35	19,5	0,290	0,108	2,011 (1,995)	6,107 (5,583)	2,982 (2,454)
12	25	89	1,41	1,37	20,0	0,210	0,147	2,045	5,958	3,050
13	26	93	1,35	1,39	20,0	0,185	0,225	2,081	5,645	3,072

Prodloužení trvání záběru na $\varepsilon_\alpha \geq 2$ přineslo významné zlepšení, zejména pro varianty 9 až 11. U těchto variant došlo k nárůstu únosnosti v ohybu a také v dotyku. Varianty 9 a 10 se pak také jeví jako nejvhodnější pro zadané parametry zatížení tohoto soukolí.

Na základě těchto návrhů je navrženo soukolí viz tab. 5.7. Kompletní geometrický a pevnostní výpočet tohoto soukolí je pak zařazen v příloze C a D. Soukolí bylo navrženo tak, aby bylo dosaženo trvalého dvoupárového záběru. Šířka kola mohla být zmenšena díky výhodnějšímu zatížení zubů až na 18 mm, což představuje teoreticky úsporu 30%. Navržené soukolí má vyrovnané měrné skluzu na maximální úrovni 2,3 a celočíselný součinitel trvání záběru krokem ε_β .

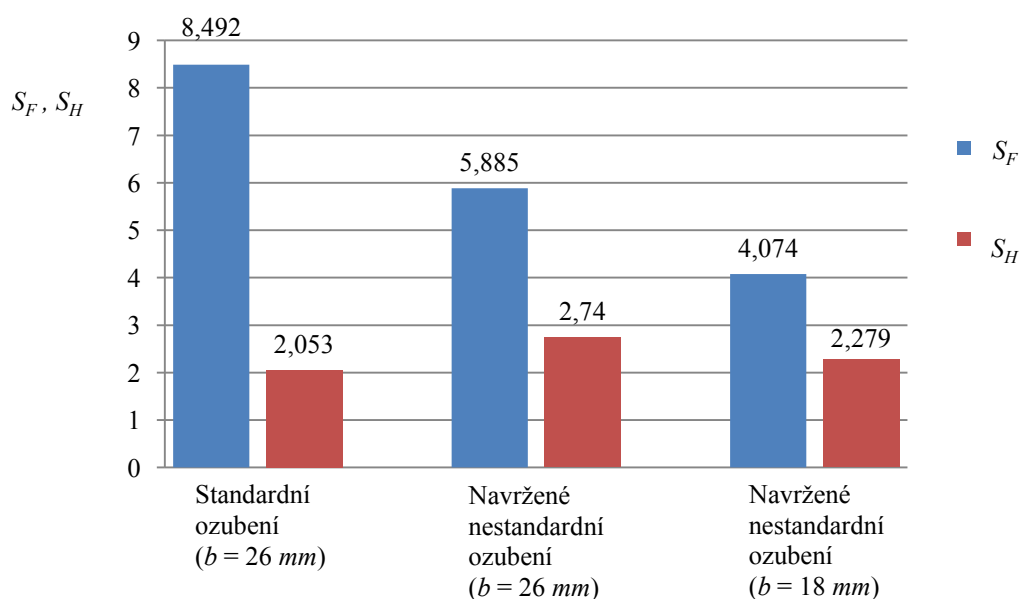
Tab. 5.7 - Geometrie navrženého soukolí 1

			Pastorek		Kolo
Počet zubů	z	[-]	22		79
Normální modul	m_n	[mm]		1,6	
Úhel sklonu zubů roztečný	β	[°]		18°	
Jednotková korekce	x	[-]	0,560		-0,534
Měrný skluz na patě		[-]	-2,257		-2,298
Měrný skluz na hlavě		[-]	0,697		0,693
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		2,014	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		1,106	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		3,120	
Společná šířka kola	b	[mm]		18	
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^*	[-]	1,27		1,27
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]	0,28		0,28
Poměrný rádius paty profilu	ρ_f^*	[-]	0,35		0,35
Úhel profilu	α_n	[°]		16,5	

Tab. 5.8 - Zjednodušená pevnostní kontrola soukolí 1 se zmenšenou šířkou ozubení

	Únava v ohybu		Únavy v dotyku	
Pastorek	S_{F1}	5,098	S_{H1}	2,279
Kolo	S_{F2}	4,074	S_{H2}	2,279

Na obr. 5.1 je graficky zobrazena únavová bezpečnost v ohybu S_F a dotyku S_H . Je zde srovnání původního standardního ozubení s navrženým soukolím. Součinitelé bezpečnosti navrženého soukolí jsou zde zařazeny jak pro původní šířku ($b = 26 \text{ mm}$), tak pro zmenšenou šířkou kol (viz tab. 5.7). Z grafu je patrný pokles únosnosti v ohybu a také zvýšení únosnosti v dotyku navrženého HCR soukolí.



Obr. 5.1

5.4 Varianty řešení soukolí 3

Při navrhování tohoto soukolí bylo postupováno stejným způsobem jako u soukolí 1. Byly opět použity základní parametry ze stávajícího návrhu tohoto soukolí:

- sklon zubů: $\beta = 22^\circ$
- společná šířka kol: $b = 55 \text{ mm}$
- úhel profilu: $\alpha_n = 20^\circ$
- poměrná hlavová vůle: $c_a^* = 0,25$
- maximální hodnota pro poměrný rádius paty se určila dle vztahu 5.5:

$$\rho_{\max}^* = \frac{0,25 \cdot \pi \cdot \cos \alpha_n - h_f^* \cdot \sin \alpha_n}{1 - \sin \alpha_n} \quad (5.5)$$

Při určování maximální možné výšky profilu, bylo užito stejných omezení. S výsledků pak vyplývá, že se opět postupně zvyšuje bezpečnost kol v dotyku S_{Hmin} , zatímco klesá únosnost v ohybu S_{Fmin} . Vzhledem k vysokému převodovému poměru na tomto soukolí a vysokému zatížení je tento pokles velmi výrazný a nepříznivý. Dále byly vzhledem k velké hodnotě součinitele trvání záběru profilu ε_α upraveny varianty 8 až 10. Snížením úhlu profilu α_n na hodnotu menší než 20° bylo možné dosáhnout u těchto variant trvalého dvoupárového záběru viz tab. 5.10.

Tab. 5.9

Číslo návrhu	z_1	z_2	m_n	h_a^*	x_1	x_2	ε_α	S_{Fmin}	S_{Hmin}
standard	14	62	3,00	1,00	0,476	0,242	1,289	3,458	1,362
1	14	62	3,00	1,17	0,488	0,229	1,493	3,629	1,466
2	15	66	2,85	1,18	0,429	-0,248	1,596	3,634	1,479
3	16	71	2,65	1,21	0,401	-0,143	1,648	3,384	1,499
4	17	75	2,50	1,23	0,395	0,002	1,675	3,199	1,527
5	18	80	2,35	1,25	0,382	-0,032	1,723	3,017	1,535
6	19	84	2,25	1,27	0,347	-0,336	1,803	3,004	1,551
7	20	88	2,15	1,28	0,355	-0,456	1,836	2,916	1,562
8	21	93	2,02	1,32	0,298	0,115	1,863	2,622	1,601
9	22	97	1,94	1,34	0,260	0,004	1,924	2,580	1,622
10	23	102	1,85	1,35	0,254	-0,094	1,960	2,483	1,623
11	24	106	1,78	1,37	0,223	-0,102	2,006	2,634	2,014
12	25	110	1,72	1,38	0,220	-0,346	2,052	2,632	2,023
13	26	115	1,65	1,40	0,195	-0,471	2,106	2,563	2,030

Tab. 5.10

Číslo návrhu	z_1	z_2	m_n	h_a^*	α_n	x_1	x_2	ε_α	S_{Fmin}	S_{Hmin}
8	21	93	2,02	1,32	15,5	0,600	-0,181	2,001 (1,863)	2,498 (2,622)	1,854 (1,601)
9	22	97	1,94	1,34	18,0	0,362	-0,098	2,001 (1,924)	2,796 (2,580)	1,948 (1,622)
10	23	102	1,85	1,35	19,0	0,295	-0,135	2,003 (1,960)	2,718 (2,483)	1,971 (1,623)
11	24	106	1,78	1,37	20,0	0,223	-0,102	2,006	2,634	2,014
12	25	110	1,72	1,38	20,0	0,220	-0,346	2,052	2,632	2,023
13	26	115	1,65	1,40	20,0	0,195	-0,471	2,106	2,563	2,030

V tabulce jsou nové návrhy č. 8 až 10. V závorkách je opět uveden rozdíl hodnot oproti předchozí variantě. Z tabulky vyplývá, že snaha o prodloužení trvání záběru na hodnotu $\varepsilon_\alpha \geq 2$ nepřináší tak výrazný efekt jako u soukolí 1. Je to z důvodu použití velkého převodového poměru (cca $u = 4,5$) a vlivem vysokého zatížení. Pro zachování současné maximální únosnosti se pak jako optimální jeví varianty 6 a 7. Soukolí u těchto variant pak vykazuje zlepšení únosnosti v dotyku, což se příznivě projeví na životnosti. V tabulce 5.11 je návrh nové geometrie pro toto soukolí. Snahou bylo opět snížení šířky ozubení a dosažení celočíselné hodnoty součinitele ε_β zvýšené zhruba o 10 % vzhledem k výrobním tolerancím.

Tab. 5.11 - Geometrie navrženého soukolí 3

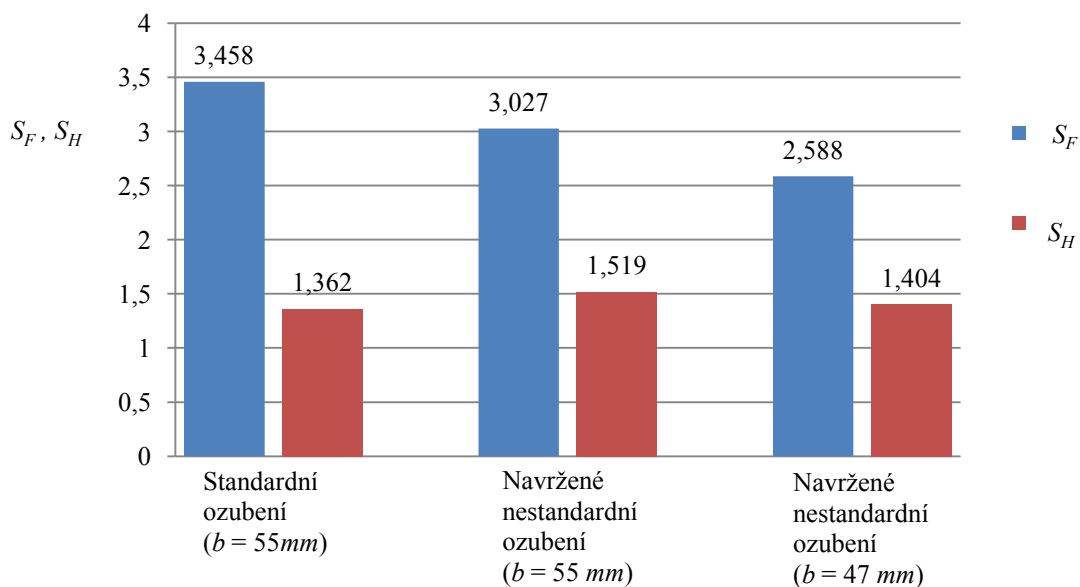
			Pastorek		Kolo
Počet zubů	z	[-]	19		84
Normální modul	m_n	[mm]		2,3	
Úhel sklonu zubů roztečný	β	[°]		19	
Jednotková korekce	x	[-]	0,445		-0,564
Měrný skluz na patě		[-]	-1,567		-1,525
Měrný skluz na hlavě		[-]	0,604		0,610
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1,752	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		2,118	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		3,869	
Společná šířka kola	b	[mm]		47	
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^*	[-]	1,2		1,2
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]	0,3		0,3
Poměrný rádius paty profilu	ρ_f^*	[-]	0,34		0,34
Úhel profilu	α_n	[°]		20	

Tab. 5.12 - Zjednodušená pevnostní kontrola soukolí 3 se zmenšenou šířkou ozubení

	Únava v ohybu		Únavy v dotyku	
	S_{F1}	2,876	S_{H1}	1,404
Pastorek				
Kolo	S_{F2}	2,588	S_{H2}	1,404

Šířka navrženého soukolí byla zmenšena na 47 mm, což představuje 14 % rozdíl. Dále byla zmenšena velikost sklonů zubů o 3°, což se projeví na velikost axiální síly vznikající v ozubení. Axiální síla poklesne ze současné hodnoty 3592,6 N na hodnotu 3061,2 N, což se příznivě projeví na trvanlivosti ložisek a zatížení hřídelů. Kompletní geometrický výpočet a výstup z pevnostní kontroly je zařazen v příloze E a F.

Na obr. 5.2 je podobně jako u soukolí 1 grafické srovnání zjištěných součinitelů bezpečnosti. Jak již bylo zmíněno, tak v případě tohoto soukolí nebylo dosaženo součinitele trvání záběru profilu $\varepsilon_\alpha \geq 2$ z důvodů velkého převodového poměru a vysokého zatížení. Soukolí bylo navrženo tak, aby došlo ke zvýšení únosnosti v dotyku, ale aby pokles únosnosti v ohybu byl co nejmenší. Z obr. 5.2 je patrný rozdíl součinitelů bezpečnosti původního standardního soukolí s novým soukolím se zmenšenou šířkou ozubení.



Obr. 5.2

6 ZÁVĚR

V této práci jsem se zabýval pevnostní analýzou ozubených kol a dalších součástí v průmyslové převodovce KTM63. Jedním z hlavních cílů této práce bylo prozkoumat vliv použití ozubení s prodlouženým trváním záběru (tzv. ozubení HCR) u čelních ozubených kol. V úvodu práce jsou nejprve shrnuty hlavní vlastnosti těchto soukolí. Bylo zjištěno, že tato ozubení mohou přinést výrazné zlepšení provozních vlastností a zvýšení životnosti při vhodné volbě parametrů z hlediska délky trvání záběru. Hledání optimální geometrie, je ale vždy ovlivněno způsobem použití ozubeného soukolí, požadovanou únosností a dalšími okolnostmi a v neposlední řadě závisí také na technologii výroby. Hlavním požadavkem při návrhu geometrie v tomto případě bylo zmenšení šířky ozubených kol. Dále musely být zachovány původní osové vzdálenosti. V jednotlivých návrzích se ukázalo, že ozubení HCR vykazuje zejména zvyšování únavové bezpečnosti v dotyku. Jako nevýhoda se ukázala potřeba většího počtu zubů, která vedla ke zmenšování velikosti modulu. Zmenšení modulu pak v kombinaci s velkými převodovými poměry snižovalo únosnost kol v ohybu. Snahou tedy bylo nalézt pro každé řešené soukolí takovou kombinaci parametrů, která vyhovuje zadanému zatížení a zároveň umožní zmenšení šířky ozubených kol. Bylo proto nutné navrhnout větší množství variant nestandardních ozubení, na jejichž základě bylo možné nalézt ozubení s optimální únosností. Na základě těchto variant bylo navrženo ozubení, díky kterému je možné zmenšit šířku ozubení ve srovnání se stávajícím řešením. V případě soukolí 1 je teoreticky možné zmenšit šířku kol o 30 % a to díky dosažení trvalého záběru dvou párů zubů. V případě soukolí 3 je situace komplikovanější vlivem velkého převodového poměru (cca 4,5) a vysokého zatížení. Možnosti zvyšování hodnoty součinitele trvání záběru profilu tak byly omezené. V tomto případě má navržené soukolí šířku zmenšenou o 14 %.

V rámci této práce byla dále provedena kontrola hlavních částí převodovky. Bylo zjištěno, že všechny součásti jsou dostatečně dimenzovány pro hlavní směr otáčení. V případě obráceného směru otáčení se ukázalo, že kola kuželového soukolí jsou vtahována do záběru. Tento jev se nepříznivě projevil na trvanlivosti některých ložisek. Provozovat takto převodovku dlouhodobě by nebylo vhodné.

Tato práce by měla sloužit jako podklad zejména pro úpravy parametrů jednotlivých ozubených soukolí. Provedený pevnostní výpočet ostatních hlavních součástí je rovněž možné použít jako podnět k další optimalizaci této převodovky.

7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BOHÁČEK, F. *Části a mechanismy strojů II: Hřídele, tribologie, ložiska*. Skriptum VUT Brno. Brno, 1983.
- [2] BOLEK, A., KOCHMAN, J. *Části strojů: 1. svazek*. SNTL. Praha, 1989. ISBN 80-03-00046-7.
- [3] BOLEK, A., KOCHMAN, J. *Části strojů: 2. svazek*. SNTL. Praha, 1990. ISBN 80-03-00426-8.
- [4] FOLTA, Z. *Části a mechanismy strojů III. Přednášky*. Dostupné z: <<http://www.347.vsb.cz/staff/folta/menu.htm>> [cit. 2011-4-18].
- [5] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Skriptum VŠB-TU Ostrava. Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [6] KŘÍŽ, R., VÁVRA, P. *Strojírenská příručka, 6. Svazek: Části strojů a převody*. Scientia. Praha, 1995. ISBN 80-85827-88-3.
- [7] KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II.: Pohony*. Montanex. Ostrava, 1997. ISBN 80-85780-51-8.
- [8] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Albra. Úvaly, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [9] MORAVEC, V., HURNÍKOVÁ, Š., HAVLÍK, J., HAVLÍK, T. *Evolventní čelní soukolí s prodlouženým trváním záběru*. VCJB. Ostrava 2005.
- [10] MORAVEC, V. *Konstrukce strojů a zařízení II: čelní ozubená kola*. Montanex. Ostrava, 2001. ISBN 80-7225-051-5.
- [11] MORAVEC, V. *Příspěvek ke stanovení součinitelů podílu zatížení jednotlivých zubů $K_{H\alpha}$ a $K_{H\beta}$ pro ozubená soukolí s prodlouženým trváním záběru profilu $\varepsilon_\alpha \geq 2$* .
- [12] MORAVEC, V., HAVLÍK J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Skriptum VŠB-TU Ostrava. Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-0878-9.
- [13] MÜLLER, R. *Schwingungs – und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben*. Die Dissertation wurde am 1990 bei Technischen Universität München.
- [14] NĚMČEK, M. *Porovnání pevnostních výpočtů kuželových kol (pro různá virtuální kola)*.
- [15] NĚMČEK, M. *Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol*. Montanex. Ostrava, 2003. ISBN 80-7225-111-2.
- [16] TOS Znojmo a.s. *Výkresová dokumentace převodovky KTM63 LZ*.
- [17] VÁGNER, T. *Metodika stanovení provozního součinitele pro převodovky s ozubenými koly*. VŠB-TU Ostrava. Ostrava, 2009. Disertační práce.

Použité normy

- [18] ČSN 01 4607. *Ozubená kola čelní s evolventním ozubením. Základní profil.*
- [19] ČSN 01 4686. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol.*
- [20] ČSN 41 2050. *Ocel 12 050.*
- [21] ČSN 41 4220. *Ocel 14 220.*
- [22] DIN 3990. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern.*
- [23] ISO 6336. *Výpočet únosnosti čelních a kuželových kol s přímými a šikmými zuby.*

Katalogy

- [24] *Katalog Paramo.* Dostupné z:
<<http://eshop.paramo.cz/produkty/KatalogProduktu.aspx?podskupina=39>>
[cit. 2011-4-18].
- [25] *Katalog SKF.*
Dostupné z: <http://www.skf.com/portal/skf_cz/home> [cit. 2011-4-18].
- [26] *Katalog TOS Znojmo.*
Dostupné z: <<http://www.tos-znojmo.cz/produkce/ktm/cz/index.htm>>
[cit. 2011-4-18].
- [27] SKF: *Wälzlager in Industriegetrieben.* 1997

Použitý software

- [28] CSNw. *Pevnostní výpočet čelních ozubených kol, verze 2.0.* © M. NĚMČEK 2009
- [29] DMK. *Diagramy mezních korekcí, verze 1.1.* © M. NĚMČEK 2009
- [30] GEOMETRIE. *Kontrola geometrie ozubených kol, verze 3.* © M. NĚMČEK 2009

8 SEZNAM PŘÍLOH

1. Příloha A - Geometrie používaných soukolí
2. Příloha B - Pevnostní výpočet používaných soukolí
3. Příloha C - Návrh geometrie soukolí 1
4. Příloha D - Pevnostní výpočet navrženého soukolí 1
5. Příloha E - Návrh geometrie soukolí 3
6. Příloha F - Pevnostní výpočet navrženého soukolí 3
7. Příloha G - Průběh sil a momentů na hřídelích při směru otáčení č. 2
8. PŘEVODOVKA KTM63 LZ č. v.: DP - KOC345 - 01 - 00
9. HŘÍDEL IV č. v.: DP - KOC345 - 01 - 09